

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Факультет: Физико-металлургический  
Кафедра: «Материалы и технологии обработки металлов давлением»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

МНС ОАО «РосНИТИ»

Залавин Я.Е.

«20» 06 2016г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Шеркунов В.Г.

«\_\_\_» \_\_\_ 2016г.

«Разработка лабораторной установки для исследования формовки  
тонкостенной гильзы в вальцах»

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ

ЮУрГУ- 15.04.02.2016.186 ПЗ

Руководитель работы:

доц., к.т.н. Ильичев В.Г.

«16» 06 2016г.

Автор работы:


студент группы МиМТ-214

Гричанюк С.В.

«15» 06 2016г.

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(национальный исследовательский университет)  
Факультет: Физико-металлургический  
Кафедра: «Материалы и технологии обработки металлов давлением»

УТВЕРЖДАЮ:  
Зав. кафедрой

  
Шеркунов В.Г.  
«   »     2016г.

**ЗАДАНИЕ**  
на выполнение выпускной квалификационной работы студента

**Гричанюк Семена Валерьевича**

1. Тема работы: Разработка лабораторной установки для исследования формовки тонкостенной гильзы в вальцах.

2. Исходные данные к работе:

- длина заготовки 1000мм;
- диаметр заготовки 70...127мм;
- толщина заготовки 1...5мм;
- предел прочности материала заготовки  $\sigma_B=600$ МПа
- линейная скорость заготовки до 50мм/с.

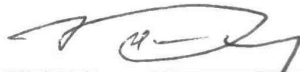
3. Перечень подлежащих разработке вопросов:

1 Область применения цилиндрических обечаек и технологии их формовки. Преимущества формовки в вальцах в сравнении с другими способами.

2 Механизм формовки. Кинематика и условия силового взаимодействия заготовки и инструмента.

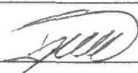
- 3 Обзор конструкций машин вальцевой **формовки**.
- 4 Разработка схемы установки и основных **конструктивных решений**.
- 5 Расчет элементов конструкции
- 5.1 Расчет станины.
- 5.2.1. Расчет двухопорного нажимного **валка на прочность и жесткость**.
- 5.2.2. Расчет многоопорного нажимного **валка**.
- 5.2.3.1 Расчет поддерживающих роликов и **опор многоопорного** валка.
- 5.2.3.2.1 Расчет опорных роликов верхнего **валка**.
- 5.2.3.2.2 Расчет поддерживающих роликов **опорных валков**.
- 5.3 Конструирование и расчет элементов **механизма выгрузки** заготовки.
- 5.4 Расчет нажимных устройств
- 6 Разработка задания на нажимные устройства и **главный привод**.
5. Перечень графического материала:
- трехвалковая гибочная машина (виды, **разрезы, сечения**) 8 А1;
  - результаты моделирования 1 А1;
  - план цеха экспериментальной установки 1 А1.

Руководитель проекта



/ Ильичев В.Г.

Студент



/Гричанюк С.В.

## АННОТАЦИЯ

Гричанюк С.В. Разработка лабораторной установки для исследования формовки тонкостенной гильзы в вальцах. - Челябинск: ЮУрГУ, МиМТ-214, 58 с., 38 ил., библиогр. список – 9 наим., 10 л. ф. А1.

В результате выполнения выпускной квалификационной магистерской работы рассмотрены варианты технологии производства трубных заготовок.

Выполнен анализ силового взаимодействия заготовки и инструмента в процессе формовки в вальцах.

Разработана конструкция экспериментальной машины для вальцевой формовки, произведены необходимые прочностные расчеты.

На базе конечно-элементного численного эксперимента выполнена оценка напряжений и деформаций валкового узла.

Выполнены чертежи машины и ее узлов.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК И ТЕХНОЛОГИИ ИХ ФОРМОВКИ.....	7
2 МЕХАНИЗМ ФОРМОВКИ. КИНЕМАТИКА И УСЛОВИЯ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА.....	12
3 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ МАШИН ВАЛЬЦЕВОЙ ФОРМОВКИ.....	15
4 РАЗРАБОТКА СХЕМЫ УСТАНОВКИ И ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ.....	22
5 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ	
5.1 Расчет станины.....	25
5.2.1. Расчет двухопорного нажимного вала на прочность и жесткость... ..	28
5.2.2. Расчет многоопорного нажимного вала.....	36
5.2.3.1 Расчет поддерживающих роликов и опор многоопорного вала.....	40
5.2.3.2.1 Расчет опорных роликов верхнего вала.....	45
5.2.3.2.2 Расчет поддерживающих роликов опорных валков.....	46
5.3 Конструирование и расчет элементов механизма выгрузк и заготовки для вала 80мм.....	50
5.4 Расчет нажимных устройств.....	53
6 РАЗРАБОТКА ЗАДАНИЯ НА НАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГЛАВНЫЙ ПРИВОД.....	56
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	58

## ВВЕДЕНИЕ

Заготовки для труб больших диаметров и другие криволинейные оболочки получили широкое распространение в промышленности. Нефтегазотранспортная промышленность использует сварные прямошовные трубы большого диаметра для строительства систем трубопроводов, так как этот вид транспортировки сырья является самым эффективным. К магистральным трубопроводам предъявляются высокие требования по обеспечению надежности и безопасности.

Важную роль при этом играют не только прочностные и вязкостные свойства труб, но и их геометрические параметры.

Формовка заготовок может осуществляться с использованием нескольких технологий: прессовой формовкой (УО-формовка), валковой формовкой (РВЕ-формовка), шаговой на прессе (JCO-формовка). Валковая формовка обладает наиболее равномерным распределением остаточных напряжений, а также позволяет производить широкий сортамент заготовок с относительно небольшим количеством инструмента и оснастки.

Для обеспечения настроек, обеспечивающих заданную кривизну заготовки при формовке в вальцах, требуются предварительные расчеты и моделирования процесса. Существующие методики расчета используют серьезные допущения, которые не позволяют в полной мере получить точную информацию о параметрах процесса. Моделирование на ЭВМ позволяет получать большее количество информации с большей степенью достоверности, так как оно использует большее количество зависимостей и факторов, однако для получения корректной информации эти данные необходимо сопоставлять с данными реальных экспериментов.

Натурные эксперименты по гибке труб большого диаметров в реальном производстве невозможны из-за высокой поточности производства, и, как следствие, отсутствие времени для проведения эксперимента.

Стоимость материала для заготовки достаточно высока, поэтому имеет смысл физическое моделирование осуществлять на лабораторной установке.

Ввиду сложности установки и определенных норм по объему графической части выпускной квалификационной работы проект установки выполнялся коллективом в составе студентов бакалавриата и магистрантов.

В представленной работе разработана непосредственно формовочная машина и сформулированы требования к электромеханическому нажимному устройству и механизму главного привода экспериментальной установки

Основой для конструирования установки, является функциональная аналогия с машинами, используемыми в реальном производстве. Для снижения стоимости, установка разработана с упрощенными механизмами настройки.

## **1 ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЕК И ТЕХНОЛОГИИ ИХ ФОРМОВКИ. ПРЕИМУЩЕСТВА ФОРМОВКИ В ВАЛЬЦАХ В СРАВНЕНИИ С ДРУГИМИ СПОСОБАМИ**

Заготовки для труб больших диаметров и другие криволинейные оболочки получили широкое распространение в химической, нефтегазотранспортной и судостроительной промышленности. Химическая и судостроительная промышленности используют заготовки в основном для корпусных деталей, основными требованиями к таким изделиям являются, кроме требований по геометрическим характеристикам, высокие механические свойства и, в частности, прочностные и вязкостные характеристики материалов.

Нефтегазотранспортная промышленность использует сварные прямошовные трубы большого диаметра для строительства систем трубопроводов, так как данный вид транспортировки сырья является самым эффективным. Газотранспортные системы относятся к опасным техногенным объектам. Их аварии или отказы в работе приводят к возникновению серьезных угроз населению, инженерным сооружениям и природным массивам. Поэтому к ним предъявляются высокие требования по обеспечению надежности и безопасности.

Важную роль при этом играют не только прочностные и вязкостные свойства труб, но и их геометрические параметры. Так, геометрические параметры труб и масса труб определяют состав и мощность строительной техники, необходимой для прокладки трубопроводов, а допуски на диаметр, толщину стенки, овальность и кривизну имеют большие значения для автоматизации монтажно-сварочных работ. Рассмотренные параметры так же влияют на эффективность трубопровода, так как превышение допусков приводит к росту гидравлических потерь из-за местных сопротивлений.

В настоящее время основное различие технологий производства прямошовных труб большого диаметра заключается в способе получения



трубной заготовки из листа. Существует три основных промышленных способа для получения заготовки для получения труб:

1) УО-формовка;

Принципиальная схема УО-формовки

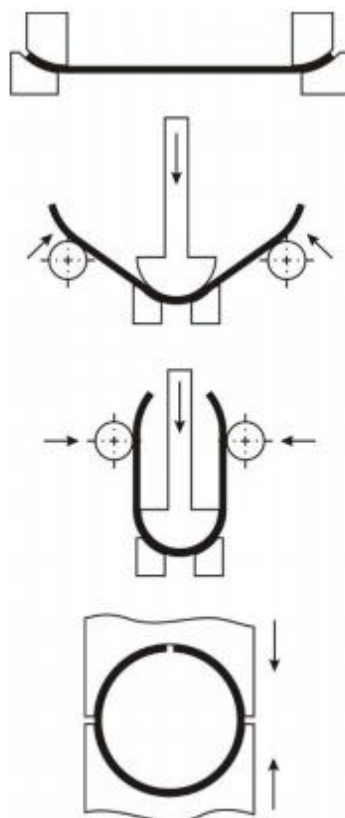


Рисунок 1 - Схема УО-формовки

Первую операцию – загибку кромок листа с радиусом близким к радиусу готовой трубы выполняют на прессах подгибки кромок. Далее, лист корытообразной формы транспортером подается на гидравлический пресс предварительной формовки. На прессе ему придается U – образная форма за один ход траверсы со сменным штампом. Окончательная гибка листа проводится на прессе усилием от 120 до 600 МН в зависимости от диаметра трубы и толщины листа между двумя половинами матрицы штампа, которые после полного сближения придают трубе круглую форму.

## 2) RBE-формовка (формовка в вальцах);

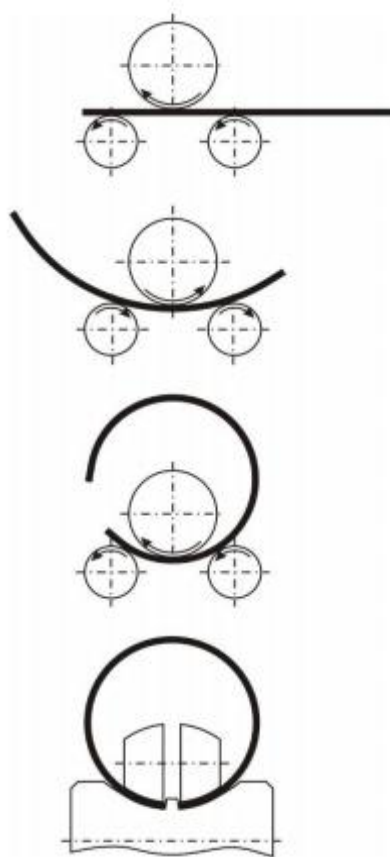


Рисунок 2 – Схема RBE-формовки

При формовке в вальцах лист изгибается между тремя или четырьмя валками (рисунок 2). В трехвалковых вальцах диаметр верхнего валка примерно в 1,5 раза больше диаметра нижних валков. В процессе формовки валки совершают реверсивное движение, при этом верхний валок может подниматься и опускаться для регулировки диаметра формируемой заготовки. При этом способе формовки крайние участки листа, длина которых равна половине расстояния между нижними валками, получаются плоскими. Этот недостаток устраняется подгибкой концов на прессе или на валковом стане.

## 3) JCO-формовка (шаговая формовка).

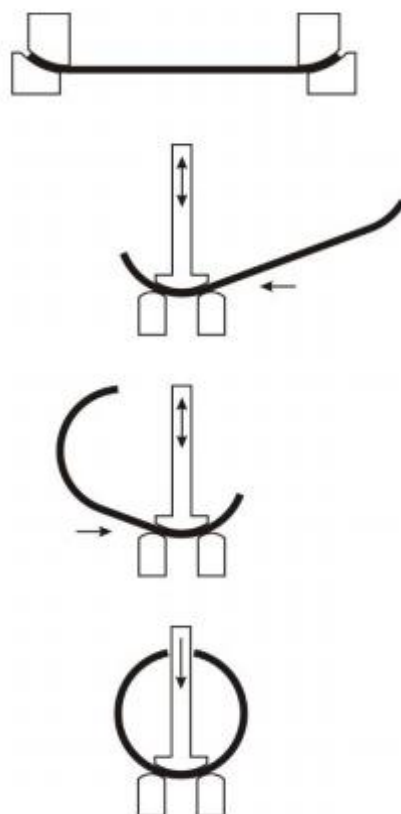


Рисунок 3 – Схема JCO-формовка

Данный способ позволяет формовать прямошовные трубы из одного листа в два этапа. Вначале формуется одна половина листа продвижением его подвижным столом между пуансоном и матрицей с приданием С – образной формы; затем осуществляют гибку второй половины листа

Из всех этих способов с точки зрения равномерности деформации лучшим является формовка в вальцах. Наиболее неравномерное распределение остаточных напряжений получается по способу УО-формовки.

Кроме способа производства труб с использованием листогибочных машин по схеме RBE первой операцией формовки является подгибка кромок листа.

Подгибка кромок предназначена для формирования заданного радиуса на расстоянии до 400 мм от края продольной кромки [20]. Используют два метода подгибки: с помощью профильных роликов и прессы.

При использовании профильных роликов для подгибки листа, лист пропускают через одну или несколько пар роликов. Недостатком этого метода является тот факт, что при определенных параметрах напряжения подгибки могут превышать предел прочности материала, что приводит к сплющиванию краев кромок по длине полосы. Это отклонение может привести при последующей сварке к дефектам, поэтому распространение получил способ подгибки кромок на прессе. В этом случае обеим кромкам листа в штампе придают кривизну необходимого радиуса.

При формовке в вальцах лист изгибается между тремя или четырьмя валками. Установкой верхнего вала относительно нижних регулируется диаметр формуемой заготовки; диаметр верхнего вала ограничивает минимальный диаметр формуемой заготовки. При необходимости лист изгибается в вальцах с реверсом в несколько проходов до получения заданной кривизны.

Для обеспечения настроек, обеспечивающих заданную кривизну, требуются предварительные расчеты и моделирования процесса. Существующие методики расчета используют серьезные допущения, которые не позволяют в полной мере получить точную информацию о параметрах процесса. Моделирование на ЭВМ позволяет получать большее количество информации с большей степенью достоверности, так как оно использует большее количество зависимостей и факторов, однако для получения корректной информации эти данные необходимо сопоставлять с данными реальных экспериментов.

Натурные эксперименты по гибке труб большого диаметров в реальном производстве невозможны из-за высокой поточности производства, и как следствие отсутствие времени для проведения эксперимента. Стоимость материала для заготовки достаточно высока, поэтому имеет смысл разработка лабораторного стенда.

Основой для конструирования установки, является функциональная аналогия с машинами, используемыми в реальном производстве. Для

снижения стоимости, стенд разрабатывается с уменьшенными габаритно-мощностными характеристиками и упрощенными механизмами настройки.

## 2 МЕХАНИЗМ ФОРМОВКИ. КИНЕМАТИКА И УСЛОВИЯ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗАГОТОВКИ И ИНСТРУМЕНТА

Применительно к процессу РВЕ, формовка заготовки осуществляется в приводных валках, движущихся согласно схеме, представленной на рисунке 4. Мощность от валков передается силами трения  $F_i$  между валками и заготовкой.

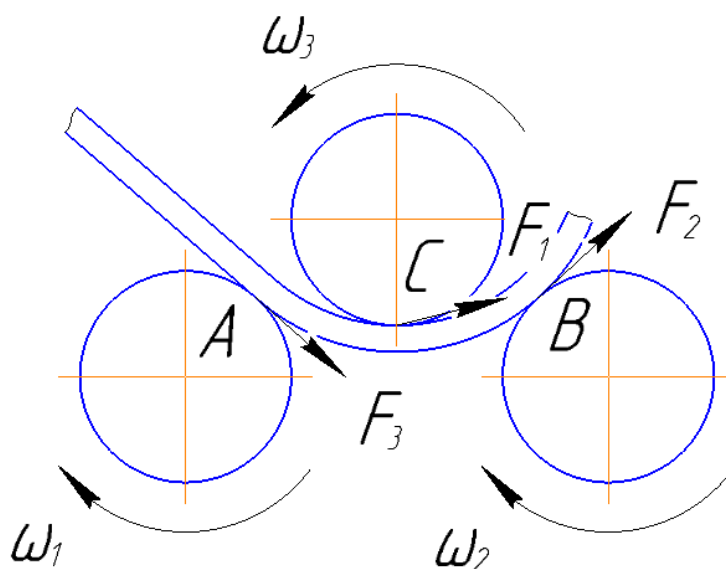


Рисунок 4 – Кинематическая схема валков.

Схема приложения усилий гибки между валками представлена на рисунке 5

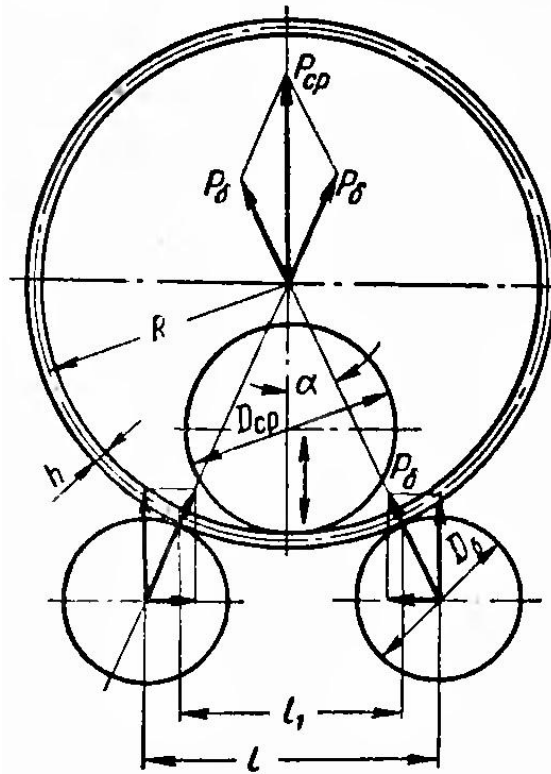


Рисунок 5 - Схема действия сил при гибке

При изгибе заготовки происходит относительное сжатие волокон на слое, находящимся на вогнутой поверхности и относительное растяжение волокон на выпуклой поверхности (рис. 6)

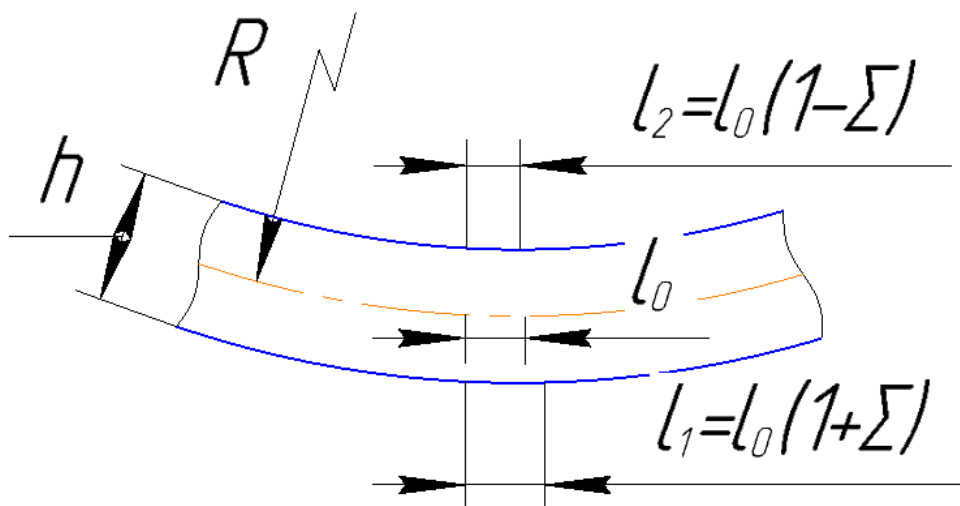


Рисунок 6 – Изгиб заготовки.

Величина сжатия и растяжения волокон на свободных поверхностях определяется зависимостью

$$\varepsilon = \frac{0,5 \cdot h}{R} \quad (1)$$

где  $h$  – толщина заготовки,  $R$  – радиус нейтрального слоя в заготовке.

Эпюра деформаций по толщине листа при изгибе представлена на рисунке 7.

При распределении напряжений по толщине листа различают упругий и упруго-пластический изгиб.

Поверхностные слои деформируются упруго-пластически, внутренние упруго. Граница между упругими и пластическими зонами находится на некотором расстоянии  $S_y$  от нейтрального слоя (рисунок 8).

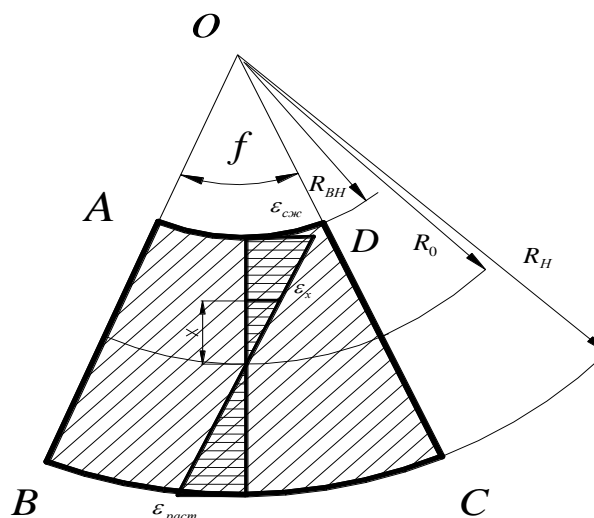


Рисунок 7 - Эпюра деформаций

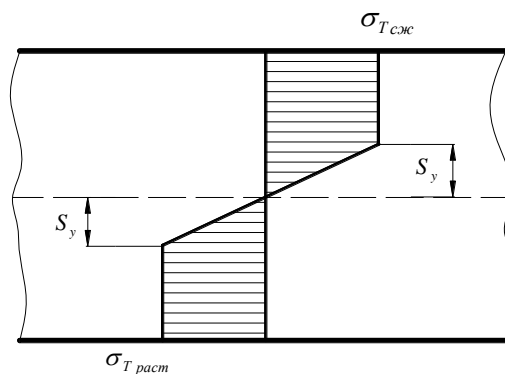


Рисунок 8 - Распределение напряжений при упруго пластическом изгибе.

Определение напряжений в зоне упругой деформации будет происходить по закону Гука, а в пластической принята равной пределу текучести для идеально пластического тела без упрочнения.

При снятии внешних нагрузок зоны пластической деформации стремятся удержать лист в деформированном состоянии, а зоны упругой деформации будут стремиться распрямить его в первоначальное состояние до изгиба, в результате чего будет возникать эффект распружинивания. Распружинивание приводит к изменению кривизны листа и угла изгиба. Такая разгрузка изогнутой заготовки приводит к появлению в ней остаточных напряжений.

### **3 ОБЗОР КОНСТРУКЦИЙ МАШИН ВАЛЬЦЕВОЙ ФОРМОВКИ**

Обзор машин производился с использованием каталога [3]. И имел целью воспользоваться, при необходимости, типовыми решениями.

Обзор имеющихся на рынке листогибочных машин:

Вальцы 3-х валковые ВЭПП 12/20:



Рисунок 9 - Вальцы 3-х валковые ВЭПП 12/20



Технические характеристики:

Вальцы электромеханические ВЭПП предназначены для вальцовки листового материала не более 50 кгс/мм<sup>2</sup>

Рабочая длина, мм	1290
Толщина листа, мм	2,0
Диаметр верхнего валка, мм	85
Рабочая скорость, мм/с	80
Мощность привода, кВт	0,75+0,37
Габаритные размеры, мм	2300x500 x1300
Масса, кг	480

Вальцы 3-х валковые ИБ2213, ИБ2213В:



Рисунок 10 - Вальцы 3-х валковые ИБ2213, ИБ2213В

Технические характеристики:

Наибольшая толщина изгибаемого листа при гибке из материала с пределом текучести $Q_T=250$ МПа (25кгс/мм <sup>2</sup> ), мм при гибке при подгибке	2
Наибольшие размеры сечения листа при подгибке, мм:	1250x1,2
Минимальный радиус гибки, мм	67

Скорость гибки нерегулируемая, м/мин	8,4
Диаметр верхнего валка, мм	100±2
Мощность электродвигателя, кВт	1,5
Габариты, мм	2500x725x1310

Электромеханические вальцовочные станки Metalmaster ESR 1365:



Рисунок 11 - Станки Metalmaster ESR 1365

Технические характеристики:

Максимальная толщина металла (мм)	1,5	2,5	4,5	6,5
Рабочая ширина (мм)	1300	1300	1300	1300
Диаметр валков, мм	75	90	120	150
Мощность привода (Кв)	1,5	1,5	2,2	4
Габариты в упаковке (мм)	1900x	1800x	1810x	2300x
	550x	640x	640x	800x
	1100	1000	1050	1340

Обзор имеющихся на рынке кромкогибочных машин:

Кромкогибочная машина FASTI 416-63-1,5



Рисунок 12 - Кромкогибочная машина FASTI 416-63-1,5

Спецификация станка:

Производитель	FASTI
Модель	416-63-1,5
Год выпуска	2002
Толщина листа	1,5 mm
Диаметр натяжных колёс	63 mm
Вылет	250 mm
Рабочая скорость	30/60 rpm.
Рабочая глубина	217 mm
Максим. потребляемая мощность станка	1,5 kW
Масса станка	500 kg.

## Кромкогибочная машина MetalMaster ETZ 40



Рисунок 13 - Кромкогибочная машина MetalMaster ETZ 40

Технические характеристики:

Модель	ETZ 12	ETZ 18	ETZ 25	ETZ 40
Толщина обрабатываемого металла, сталь, $\sigma_B < 400 \text{ МПа}$ , мм	1,2	1,8	2,5	4
Вылет роликов, мм	200	180	280	300
Скорость вращения (об./мин.)	32	27	20	15,3
Мощность двигателя, кВт	0,75	1,5	1,5	2,2
Габариты, мм	1000x 450x 1350	880x 530x 1230	390x 50x 1140	155x 510x 180
Масса, кг (нетто/брутто)	120	220/252	235	341

## Профилегибочные машины

### Гидравлические 4-х валковые профилегибочные станки серии KMG 4HPBM



Рисунок 14 - Профилегибочный станок серии KMG 4HPBM

#### ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ:

МОДЕЛЬ		4HPBM 60	4HPBM 80	4HPBM 100
Диаметр валов	мм	60	80	100
Диаметр роликов	мм	200	260	320
Длина валов	мм	150	160	200
Рабочая скорость	м/мин	8	6,37	4,98
Кол-во приводных валов	шт	3	3	3
Мощность электропривода	кВт	3	5,5	7,5
Длина	мм	1200	1700	2000
Ширина	мм	1100	1450	1700
Высота	мм	800	1200	1250
Масса	кг	1000	2000	3000

## Профилегибочные станки MG AR



Рисунок 15 - Профилегибочный станок серии MG AR

Технические данные	Ед.изм.	AR 110	AR 110
Диаметр штифта	мм	Ø 110	Ø 140
Диаметр валков	мм	Ø 350	Ø 400
Мощность двигателя	кВт	7.5	15
Скорость гибки	м/мин	5	5
Вес	кг	2950	4000

Анализ, представленных на рынке, машин показал отсутствие машин, удовлетворяющим заданным техническим параметрам.

#### 4 РАЗРАБОТКА СХЕМЫ УСТАНОВКИ И ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ

Для выполнения технологических операций формовки трубной заготовки валки симметричной листогибочной машины регулируются согласно схеме, показанной на рисунке 11,

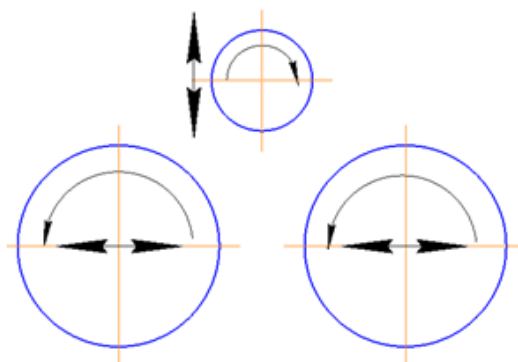


Рисунок 16 – Схема перемещения валков

с вертикальной настройкой верхнего валка и горизонтальной нижних валков. Данная схема является более простой в изготовлении при использовании многоопорных валков.

На рисунке 17 представлена разработанная кинематическая схема листогибочной машины.

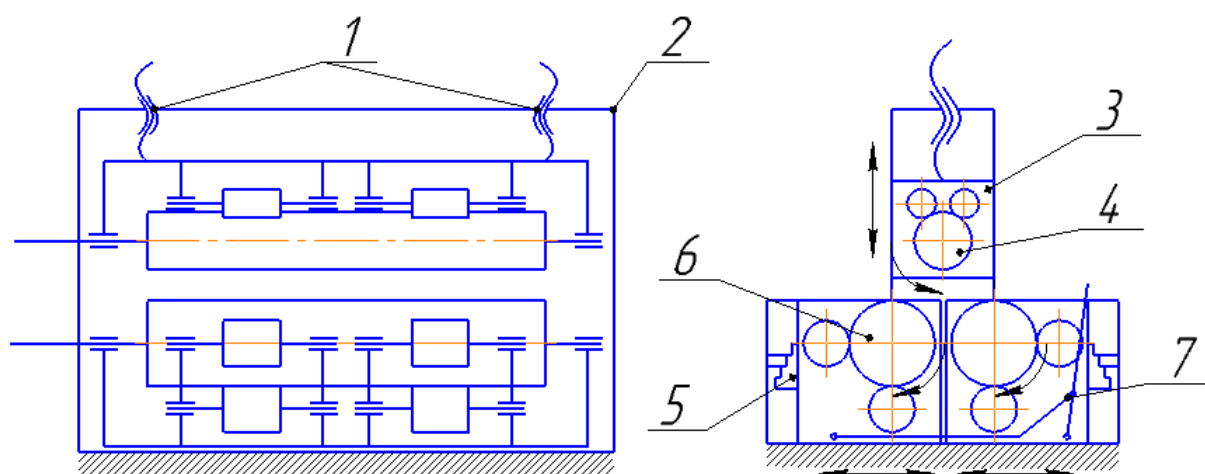


Рисунок 17 – Кинематическая схема машины

1 – нажимные устройства; 2 – рама; 3 – верхний валок с опорами и подушками; 4 – верхний валок; 5 – механизм фиксации положений нижнего валка; 6 - нижний валок с опорами и подушками; 7 – рычажный механизм перемещения нижних валков.

Так как технология гибки в вальцах может осуществляться за несколько проходов, а также при необходимости гибки заготовок овального сечения, должна быть обеспечена возможность точно и под нагрузкой устанавливать величину погружения верхнего валка. В промышленных машинах используется гидравлический привод, передача винт-гайка, либо их сочетание. Для лабораторного стенда предпочтительна передача винт-гайка, она имеет достаточно простую конструкцию и относительно низкие расходы на обслуживание. Нажимные устройства верхнего валка приводятся в движение одним двигателем с возможностью разъединения механической связи для индивидуальной подстройки. Схема представлена на рисунке 17:

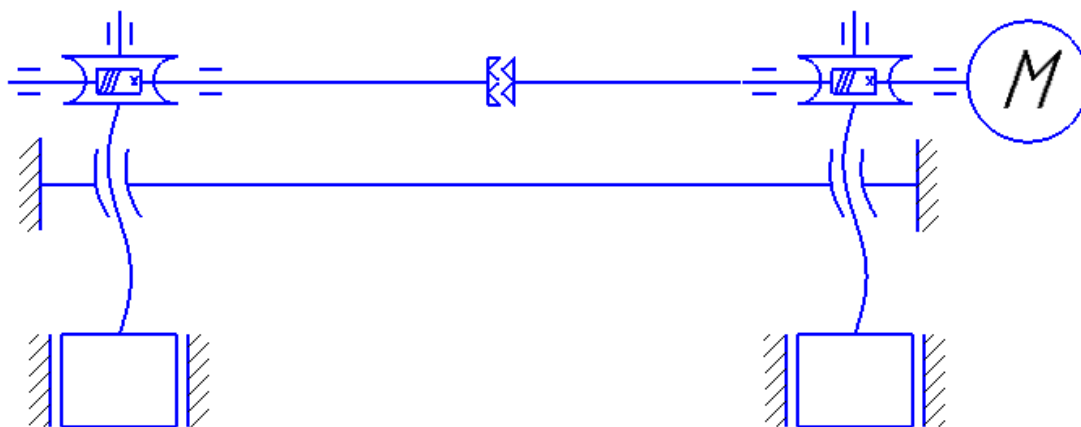


Рисунок 18 – Кинематическая схема нажимных устройств

Межосевое расстояние нижних валков должно быть неизменным и постоянным во время гибки, регулировка межосевого расстояния происходит только при отсутствии нагрузки на валки. В промышленных машинах в основном применяют гидропривод, из-за высоких массово-габаритных характеристик. В лабораторном стенде подобные узлы имеют значительно меньший вес, поэтому целесообразно применить рычажный механизм, с



ручным приводом. Positionирование валков, как и в промышленных машинах, реализуется ступенчатым клином. Схема представлена на рисунке:

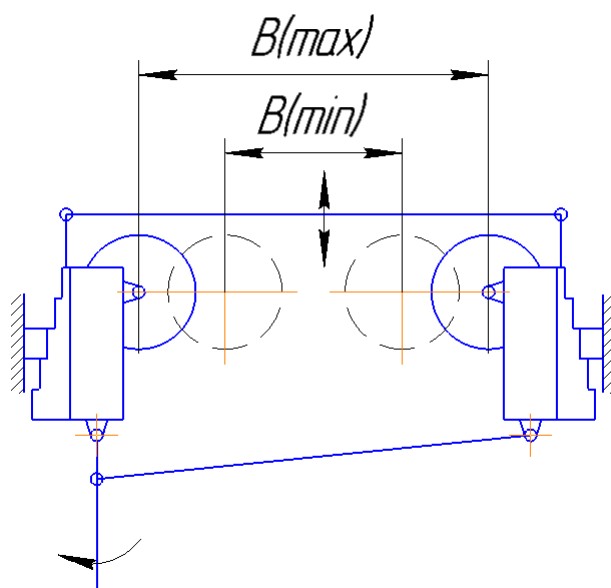


Рисунок 19 – Кинематическая схема позиционирования валков

Величина прогиба валков под нагрузкой может превышать допустимое значение, поэтому используются промежуточные опоры валков. Наличие разных по диаметру и толщине заготовок в профилесортаменте, а значит и разный уровень рабочих усилий обуславливают необходимость механизма бомбирования в промежуточных опорах валков, для корректной компенсации величины прогиба валка и деформации плиты, на которой он установлен.

Для расширения возможностей машины формовки заготовок различных (из рассматриваемого сортамента) диаметров, используется несколько верхних валков, отличных по диаметру и типу опор.

Малый валок из-за малой поперечной жесткости должен быть многоопорным, валок с большим диаметром имеет две опоры, позволяющие передавать нагрузку на валок при его некотором прогибе.

Подушки верхних валков, выполнены универсальными и используются для обоих типов верхних валков.

## 5 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

### 5.1 Расчет станины

В практике используют машины со станинами литого и сварного типа.

Литые станины применяют при крупносерийном производстве, так как их изготовление при массовом производстве значительно проще и дешевле, чем сварных, а также для восприятия больших усилий, например в прокатных клетях. К преимуществам станин такого типа можно отнести большую жесткость и лучшее вибропоглощение.

Сварные станины изготавливают из конструкционных листовых сталей. Преимущества такого типа станин – меньший расход металла, высокие прочностные характеристики. Штучное производство сварных станин значительно дешевле литых, поэтому для изготовления станины для лабораторного стенда целесообразно применить станину такого типа.

Расчетная схема станины на рисунке:

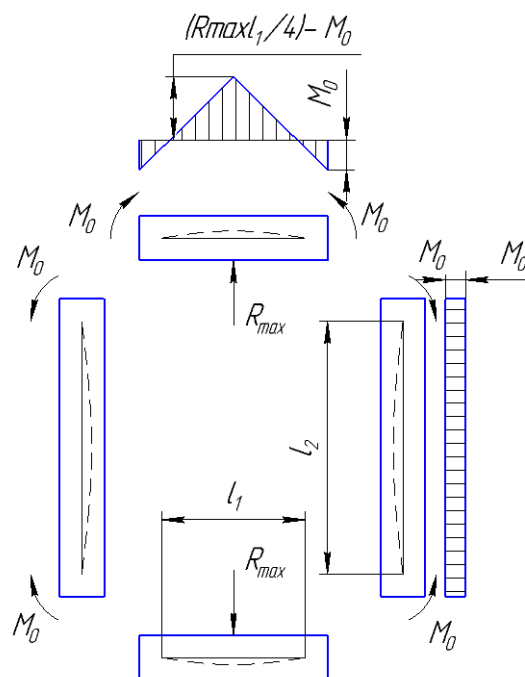


Рисунок 20 – Расчетная схема станины

На рисунке 21 приведена предлагаемая конструкция станины лабораторной установки и основные размеры, принятые предварительно из конструктивных соображений.

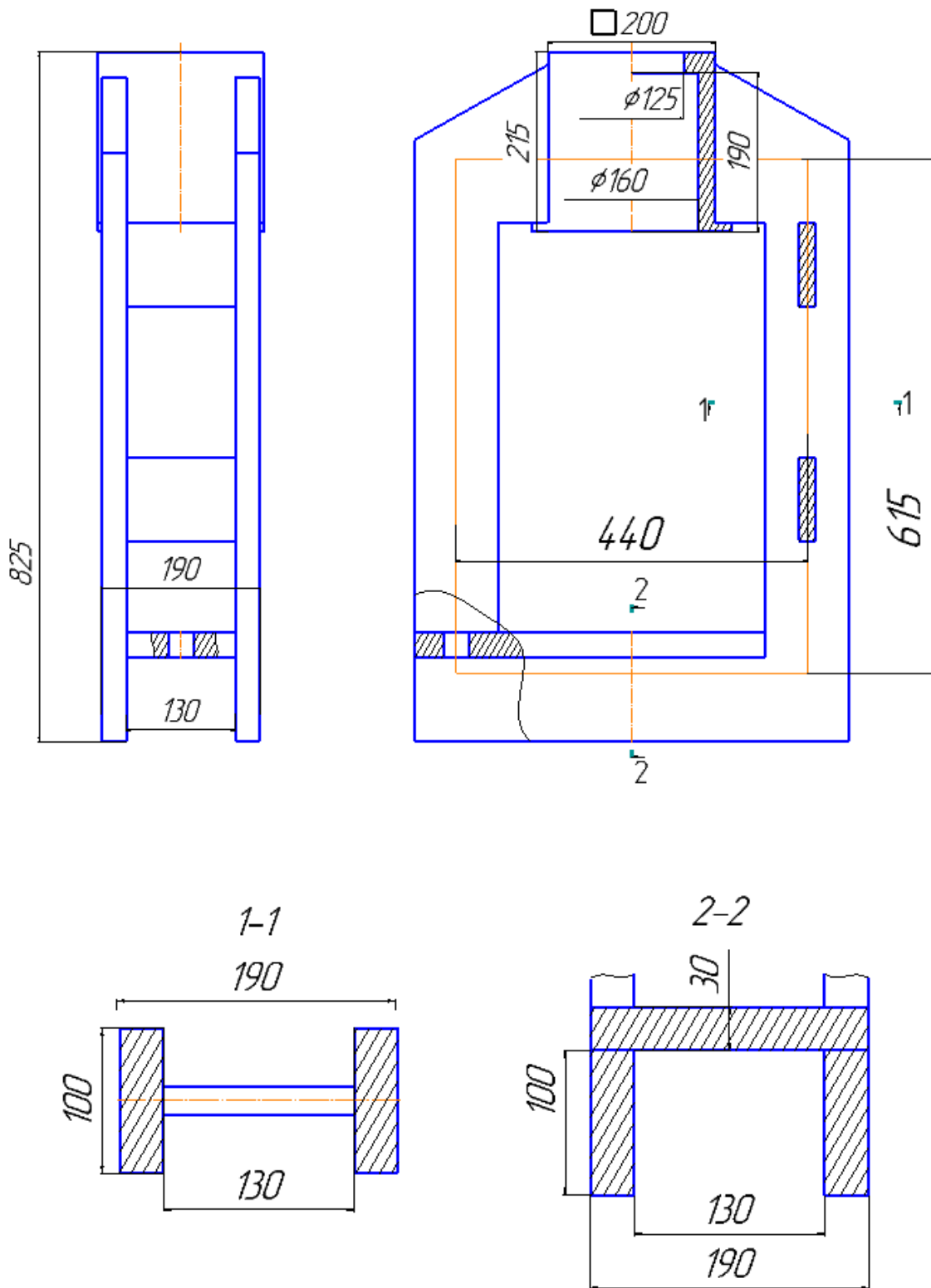


Рисунок 21 – Станина гибочной машины

Расчет станины выполнен по методике А.И. Целикова, в качестве материала использован горячекатаный лист толщиной 30мм.

#### Расчет параметров сечения 1-1

Площадь сечения

$$F = 0.1 * 0.03 * 2 = 6 * 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2)$$

Моменты инерции относительно центральной оси

$$J = (0.1^3(0.19 - 0.13)) / 12 = 5 * 10^{-6} \text{ м}^4 \quad (3)$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = (0.1^2(0.19 - 0.13)) / 6 = 1 * 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (4)$$

#### Расчет параметров сечения 2-2

Координата нейтральной линии

$$y_c = (0.19 * 0.03^2 + 2 * 0.03 * 0.1 * (2 * 0.03 + 0.1)) / (2 * (0.19 * 0.03 + 2 * 0.03 * 0.1)) \\ = 0.0483 \text{ м} \quad (5)$$

Площадь сечения

$$F = 0.19 * 0.03 + 2 * 0.03 * 0.1 = 0.0117 \text{ м}^2 \quad (6)$$

Моменты инерции относительно центральной оси

$$J = (0.19 * 0.03^3 + 2 * 0.03 * 0.1^3) / 12 + 0.19 * 0.03 * (0.0483 - 0.03 / 2)^2 + 2 * 0.03 * 0.1 * \\ (0.1 / 2 + 0.03 - 0.0483)^2 = 1.78 * 10^{-5} \text{ м}^4. \quad (7)$$

Момент сопротивления изгибу

$$W = 0.0000178 / (0.1 + 0.03 - 0.0483) = 2.18 * 10^{-4} \text{ м}^3. \quad (8)$$

#### Расчет параметров сечения 3-3

Координата нейтральной линии

$$F_{в.п.} = 0.215 * 0.2 - 0.19 * 0.16 = 0.0126 \text{ м}^2 \quad (9)$$

$$S_{в.п.} = 0.5 [0.2 * 0.215^2 - 0.16 * 0.19^2 - 0.125(0.215^2 - 0.19^2)] = 1.1 * 10^{-3} \text{ м} \quad (10)$$

Координата нейтральной линии

$$y_c = S_{в.п.} / F_{в.п.} = 0.0011 / 0.0126 = 0.087 \text{ м} \quad (11)$$

Моменты инерции относительно центральной оси

$$J=[(0.2*0.215^3)/12]+ [((0.215/2)-0.087)^2*0.215*0.2]- [((0.215-0.19)^3*0.125)/12]- [(((0.215+0.19)/2)-0.087)^2*(0.215-0.19)*0.125]- [(0.16*0.19^3)/12]- [((0.19/2)-0.087)^2*0.16*0.19]=4,9*10^{-5} \text{ м}^4 \quad (12)$$

Момент сопротивления изгибу

$$W=0.000049/0.087=5,6*10^{-4} \text{ м}^3. \quad (13)$$

Расчет напряжений в сечениях:

Сечение 2-2 нижней поперечины является опасным, поэтому целесообразно произвести прочностной расчет для этого сечения поперечин.

$$l_2=0.48+0.048+0.087=0.615 \text{ м} \quad (14)$$

$$M_0=((225000*0.44)/8)/(1+(0.615/0.42)*(1,78*10^{-5}/5*10^{-6}))=1902 \text{ Н*м} \quad (15)$$

$$\sigma_{\text{стойки}}=[225000/(2*6*10^{-3})]+1902/1*10^{-4}=37 \text{ МПа} \quad (16)$$

$$\sigma_{\text{попереч.}}=[(225000*0.44)/(4*0.000218)]+1902/2,18*10^{-4}=99.6 \text{ МПа} \quad (17)$$

Станина выполняется из горячекатаного листа марки ст20  $\sigma_{\text{в}} = 400 \text{ МПа}$

Запасы прочности стойки и поперечины:

$$\sigma_{\text{в}}/\sigma_{\text{стойки}}=400/37=10,1 \quad (18)$$

$$\sigma_{\text{в}}/\sigma_{\text{попереч.}}=400/99.6=4 \quad (19)$$

Как правило конструкции выполняются равнопрочными с одинаковыми коэффициентами запаса по расчетным сечениям. Приведение в равнопрочную конфигурацию рассматриваемой станины нецелесообразно, так как это значительно усложнит конструкцию и повысит стоимость изготовления.

При небольших параметрах металлоемкости принято за основу взять минимизацию профилесортамента материалов и простоту изготовления.

### **5.2.1 Расчет двухопорного нажимного валка на прочность и жесткость.**

#### **Разработка и реализация цифровой модели**

Двух опорный нажимной валок имеет размеры, представленные на рисунке:

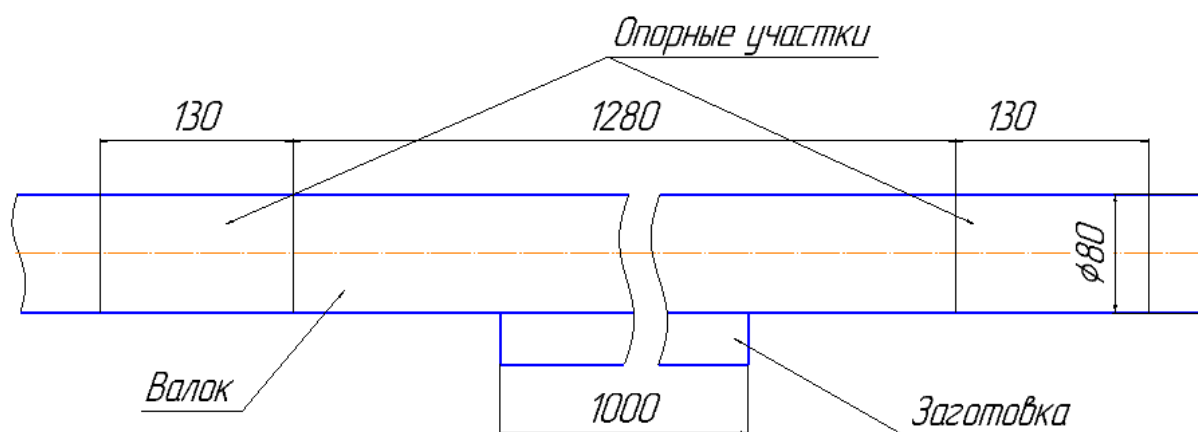


Рисунок 22 – Валок двухопорный

Расчет нагрузки на валок по методике Мошнина[1]:

Из рассматриваемого сортамента для валка 80 мм наибольшие усилия гибки листа возникнут при гибке заготовки следующих параметров:

диаметр наружный – 95мм, толщина 5мм, материала заготовки: сталь К60 ( $\sigma_T = 600\text{МПа}$ ).

Изгибающий момента в заготовке для условий упруго пластической деформации:

$$M = \left[ 1.5 - 2r^2 \left( \frac{\sigma_T}{E} \right)^2 \right] W \cdot \sigma_T \quad (20)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести, МПа;  $E$  - модуль упругости, МПа.

Момент сопротивления поперечного сечения заготовки:

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (21)$$

где  $b$  - ширина поперечного сечения листа, мм;  $h$  - толщина поперечного сечения листа, мм.

$$W = \frac{1000 \cdot 5^2}{6} = 4,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Относительный радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения:

$$r = \frac{R}{h} = \frac{R_H - h/2}{h} = \frac{45 - 5/2}{5} = 8,5 \text{ мм} \quad (22)$$

где  $R_H$  – наружный радиус трубы, мм.  $R$  – радиус слоя, проходящего через центр тяжести поперечного сечения, мм.

После введения в формулу (20) числовых значений:

$$M = \left[ 1,5 - 2 \cdot 0,085^2 \left( \frac{600 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^{11}} \right)^2 \right] 4,6 \cdot 10^{-6} \cdot 600 \cdot 10^6 = 4112 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Усилие гибки на верхнем валке при симметричном расположении нижних валков (см. рисунок 2):

$$(23)$$

где  $R$  – радиус изгиба до пружинения.

Относительный изгибающий момент определится по формуле:

$$m = \frac{M}{W\sigma_T} = \frac{4112}{4,6 \cdot 10^{-6} \cdot 600 \cdot 10^6} = 1,48 \quad (24)$$

Радиус изгиба до пружинения:

$$R = \frac{R_0}{1 + 2 \frac{m \cdot \sigma_T}{h \cdot E} R_0} \quad (25)$$

где  $R_0$  – радиус слоя проходящего через центр тяжести поперечного сечения, 45 мм;  $m$  – относительный изгибающий момент;  $\sigma_T$  – предел текучести, МПа;  $E$  – модуль упругости, МПа.

Угол  $\alpha$  наклона реакций от нижних валков (см. рис.5):

$$\alpha = \frac{\arcsin l}{2 \left( R + \frac{D_6}{2} \right)} = \frac{160}{2 \left( 40,9 + \frac{120}{2} \right)} = 52,5^\circ \quad (26)$$

где  $l$  – межцентровое расстояние нижних валков, мм;  $R$  – радиус изгиба до пружинения, мм;  $D_6$  диаметр бочки нижних валков, 120мм

После введения в формулы (23) и (25) числовых значений:

$$R = \frac{45}{1 + 2 \frac{1,48 \cdot 600 \cdot 10^6}{4 \cdot 2 \cdot 10^{11}} 45} = 40,9 \text{ мм}$$

Расчет прогиба верхнего валка ведется согласно схеме, представленной на рисунке 21:

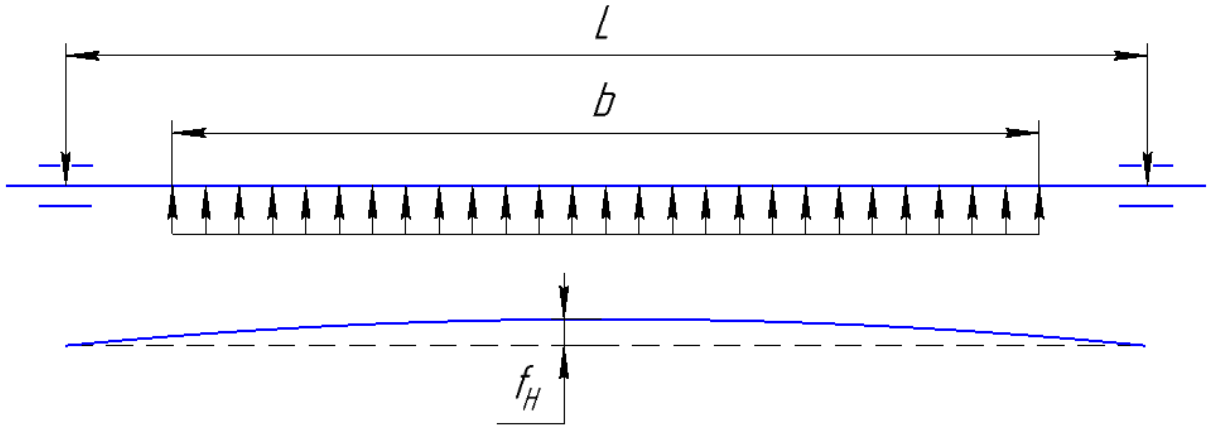


Рисунок 23 – Схема нагружения валка

Величина прогиба верхнего валка по методике Мошниина[1]:

$$f_H = \frac{PL^3 A_1}{48EJ} \quad (27)$$

где \$L\$ – расстояние между центрами опор валка, 1410мм; \$A\_1\$ - коэффициент соотношения \$b/L\$ принят равным 0.8[1]; \$E\$ - модуль упругости, Па.

Момент инерции сечения определяется по формуле:

$$J = 0,05d^4 \quad (28)$$

где \$d\$ – наружный диаметр валка, 40мм;

$$J = 0,05 \cdot 80^4 = 2048000 \text{ мм}^4$$

После введения в формулы (27) числовых значений:

$$f_H = \frac{154673,6 \cdot 1410^3 \cdot 0,8}{48 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2048000} = 8 \text{ мм}$$

Использование вышеуказанной методики не позволяет корректно оценить деформацию валка из-за принятых допущений, из-за того, что



участок AC заготовки (см. рис.4) принят дугой окружности. Поэтому для получения более точных данных, позволяющих на стадии проектирования оценить усилия и правильность выбора геометрических размеров производится моделирование процесса гибки в пакете Deform. Полученные данные будут использованы при моделировании нагружения валка в пакете SolidWorks, с целью получения информации о его деформированном состоянии.

### **Моделирование процесса гибки в пакете Deform**

Для упрощения процесса моделирования и сокращения времени расчета была промоделирована модель листа длиной 20 мм. Количество элементов -30000, модель материала упруго-пластическая. Диаметры валков, заготовки, а так же их ориентация в пространстве соответствуют ранее принятым.

Исходная модель имеет вид, представленный на рисунке:

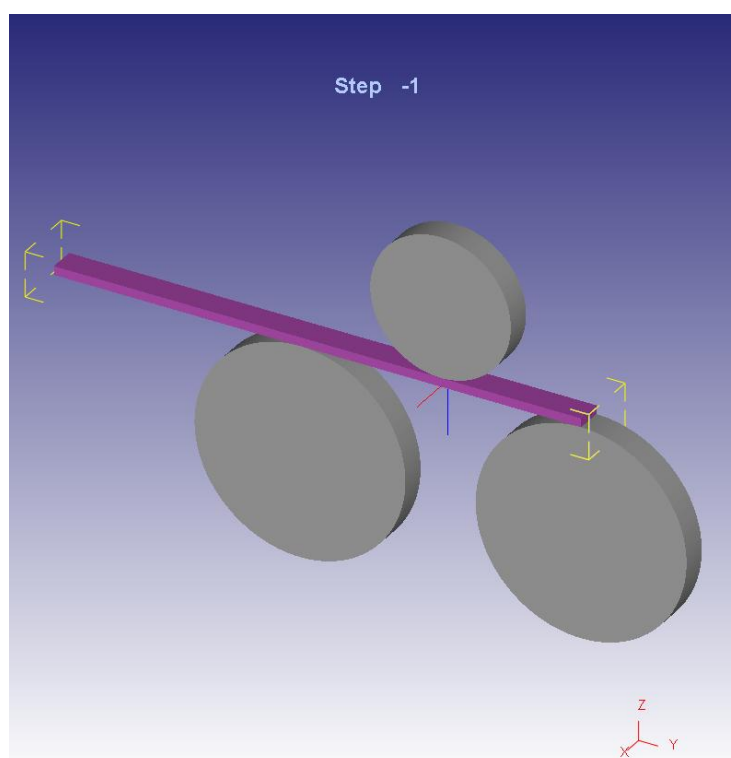


Рисунок 24 – Исходная модель

После погружения валка и формовки модель имеет вид:

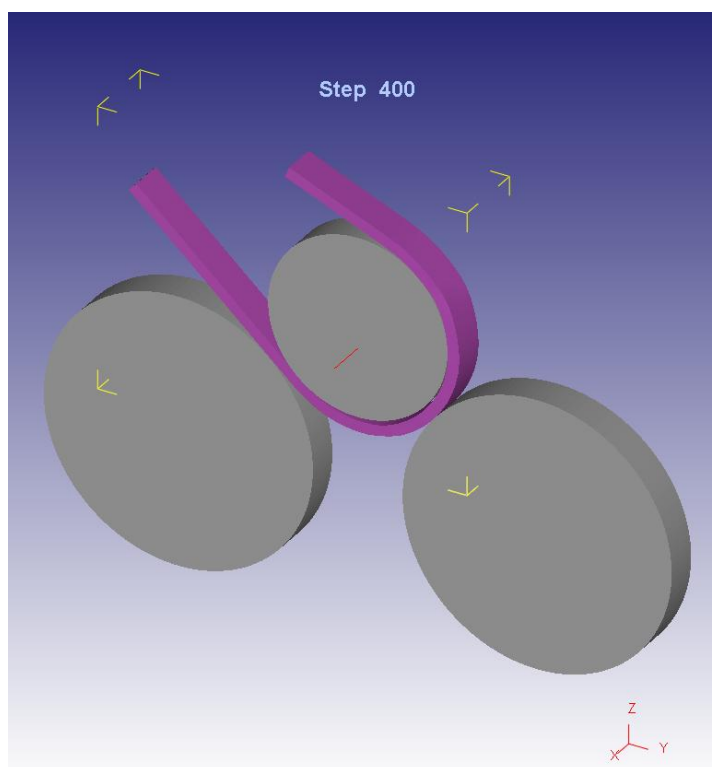


Рисунок 25 – Результат моделирования

Для проверки адекватности расчета по ранее указанной методике и результатов моделирования сравнивается величина нагрузки на верхний валок. Модель валков - абсолютное жесткое тело. График изменения нагрузки при моделировании процесса формовки представлен на рисунке 24:

Усилие, Н

8.16e+003

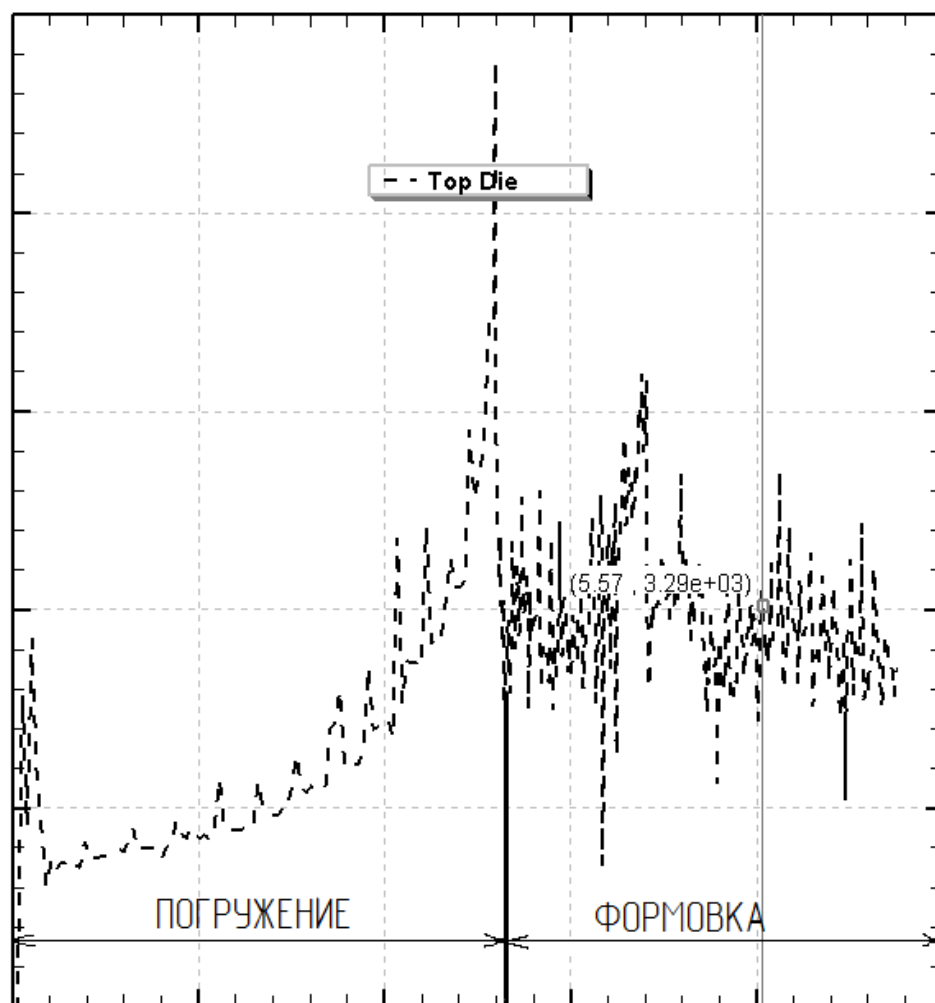
6.53e+003

4.89e+003

3.26e+003

1.63e+003

0



0.000

1.38

2.76

4.14

5.52

6.90

Время, с.

Рисунок 26 – Нагрузка на верхний валок

Пиковые значения амплитуды на графике объясняются переходными процессами. Отрезок времени от 0 до 3.59 с соответствует процессу погружения валка, после 3.59 с – процессу гибки. Среднее значение усилия при гибке составляет 3290Н. Тогда для заготовки длиной 1000мм оно будет составлять  $3420 \cdot 50 = 171000\text{Н}$ . Порядок результата схож с полученным ранее(см. стр.), что свидетельствует об адекватности модели. Отличие

значений нагрузки (154673Н) обусловлено упрощенной расчетной методикой, не учитывающей упрочнение металла заготовки.

### Моделировании нагружения валка в пакете SolidWorks

Параметры материала валка:

Предел текучести:	<b>6.20422e+008 N/m<sup>2</sup></b>
Предел прочности при растяжении:	<b>7.23826e+008 N/m<sup>2</sup></b>
Модуль упругости:	<b>2.1e+011 N/m<sup>2</sup></b>

Приложенное усилие: 171000 Н

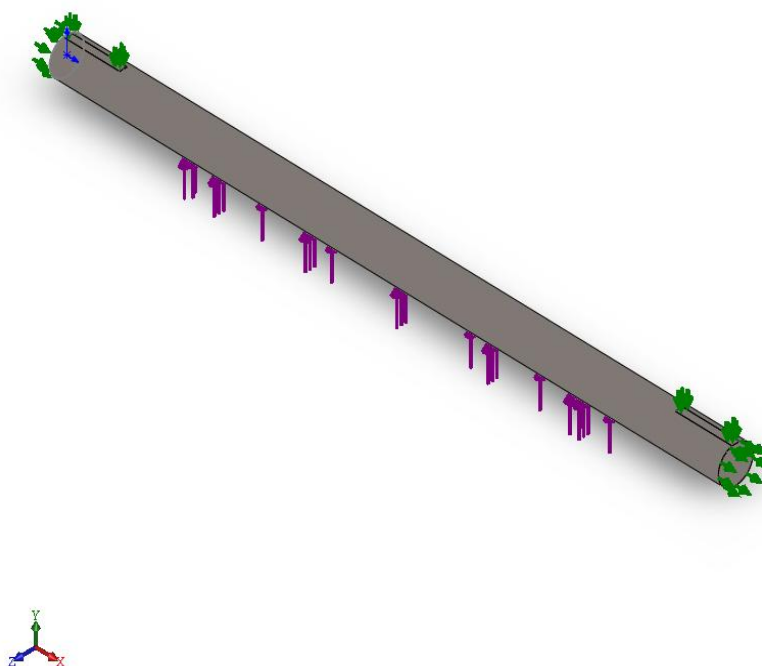


Рисунок 27 – Общий вид модели валка

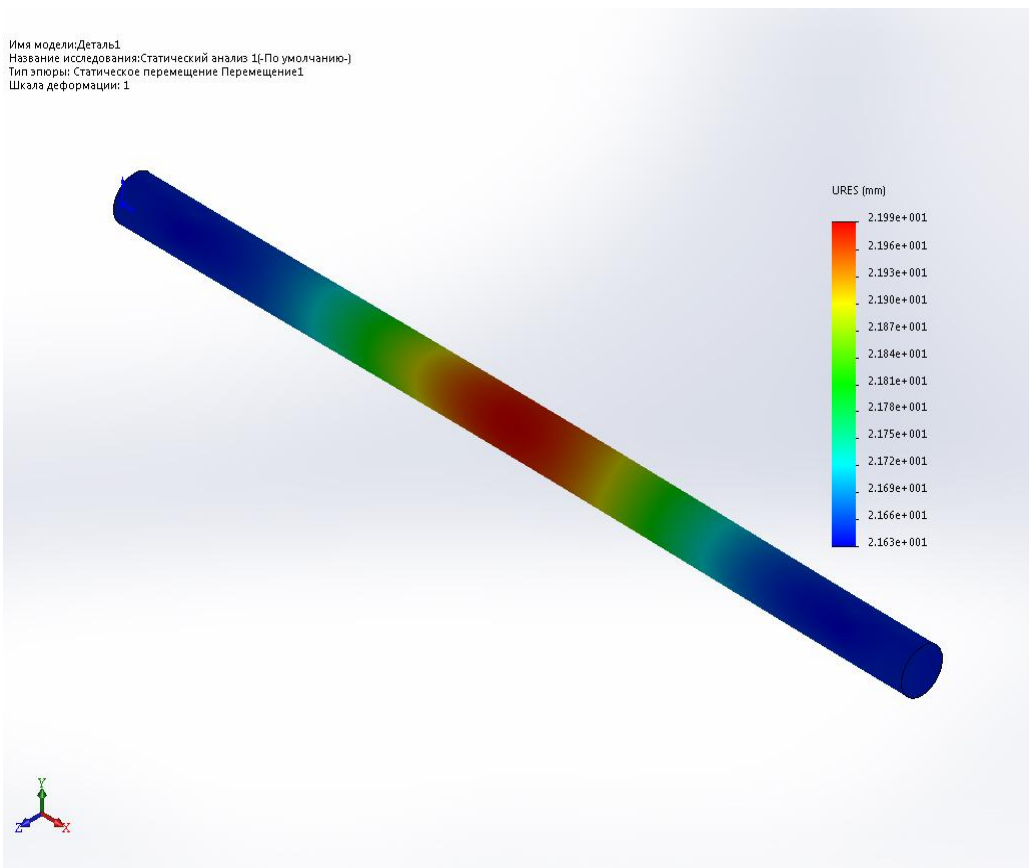


Рисунок 28 – Эпюра деформаций валка

Максимальная деформация валка находится в красной области (см. рис. 22) и составляет 2.71298 мм.

### 5.2.2 Расчет многоопорного нажимного валка

При расчете принято, что опорная балка воспринимает усилие формовки, поэтому расчет прогиба валка не выполняется.

Определение диаметра вала из условия прочности [8].

Величина допускаемых касательных напряжений:

(29)

Диаметр валка:

(30)

После введения в формулу (30) числовых значений:

$$D_6 = \sqrt[3]{\frac{1360}{540 \cdot 10^6 \cdot 0,2}} = 0,024 \text{ м}$$

Диаметра валка принимается равным 40 мм.

После введения в формулу (21) числовых значений:

$$W = \frac{1000 \cdot 4^2}{6} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

После введения в формулу (22) числовых значений:

$$r = \frac{R}{h} = \frac{R_H - h/2}{h} = \frac{35 - 4/2}{4} = 8,25 \text{ мм}$$

После введения в формулу (20) числовых значений:

$$M = \left[ 1,5 - 2 \cdot 8,25^2 \left( \frac{600 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^{11}} \right)^2 \right] 2666,6 \cdot 600 \cdot 10^6 = 2396,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мощность, подводимая к валкам:

где  $V$  – окружная скорость заготовки, 0,05 м/с;  $d$  – диаметр заготовки, 0,07 м.

Мощность можно найти по следующим зависимостям:

(31)

$$N = \frac{2396,2 \cdot 13,64}{9550} = 3,4 \text{ кВт}$$

(32)

Расчет усилий на верхнем валке

Подставляя числовые значения в формулы (24) и (26):

$$m = \frac{M}{W\sigma_T} = \frac{2396,2}{2,6 \cdot 10^{-6} \cdot 600 \cdot 10^6} = 1,49$$

$$\alpha = \frac{\arcsin l}{2 \left( R + \frac{D_6}{2} \right)} = \frac{130}{2 \left( 30,7 + \frac{120}{2} \right)} = 45,7^\circ$$

После введения в формулу (23) и (25) числовых значений:

$$R = \frac{33}{1 + 2 \frac{1,49 \cdot 600 \cdot 10^6}{4 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \cdot 33} = 30,7$$

Расчет прогиба верхнего валка ведется согласно схеме, представленной на рисунке 23.

Напряжения в валке:

После введения в формулы (15) и (16) числовых значений:

$$W = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_H = \frac{152336 \cdot 1,1}{8 \cdot 6,4 \cdot 10^{-6}} \left( 2 - \frac{1}{1,1} \right) = 3567,4 \text{ МПа} \quad (33)$$

Поскольку расчетная величина напряжений близка к пределу прочности материала, то для выполнения условий работоспособности верхний валок необходимо сделать многоопорным.

Опоры валка должны быть на жесткой балке для обеспечения допустимых отклонений размеров получаемой заготовки. Необходимыми показателями жесткости обладает балка компоновки, представленной на рисунке 27.

Параметры сечения станины при величине допустимого прогиба 0.05 мм [6]:

$$J = \frac{PL^3 A_1}{48Ef_H} \quad (34)$$

После введения в формулу (34) числовых значений:

$$J = \frac{67298,7 \cdot 1100^3 \cdot 0,6}{48 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,05} = 10694 \text{ см}^4$$

Проверочный расчет выбранного сечения верхней балки представленной на рисунке 29:

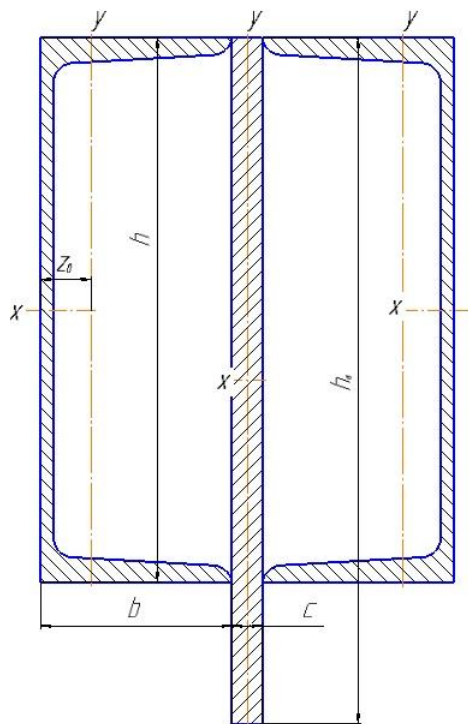


Рисунок 29 – Сечение верхней станины

геометрические параметры:  $c=15\text{мм}$ ;  $b=95\text{мм}$ ;  $h=270\text{мм}$ ;  $h_w=270\text{мм}$ ;  $z_0=24.7\text{мм}$ ;  $x_c=0$ .

Координата центра тяжести сечения балки:

(35)

Площадь сечения балки:

$$A_o = A_{ш} + A_{п} = 35,2 + 51 = 86,2\text{см}^2 \quad (36)$$

$A_{ш}$

$A_{п}$

– площадь сечения швеллера,  $35,2\text{см}^2$ ; – площадь сечения плиты,  $51\text{см}^2$ ;  $y_{ш}$  - координата центра тяжести швеллера,  $3,5\text{см}$ .

После введения в формулы (35) и (36) числовых значений:

$$y_c = \frac{35,2 \cdot 3,5}{86} = 1,4\text{см}$$

$$J_{xx} = (4160 + 35,2(3,5 - 1,4)^2) \cdot 2 + 4913 = 13380\text{см}^4 \quad (37)$$



$10694 < 13380$  , то есть выбранная конфигурация и размеры сечения удовлетворяют условиям.

### 5.2.3.1 Расчет поддерживающих роликов и опор многоопорного вала

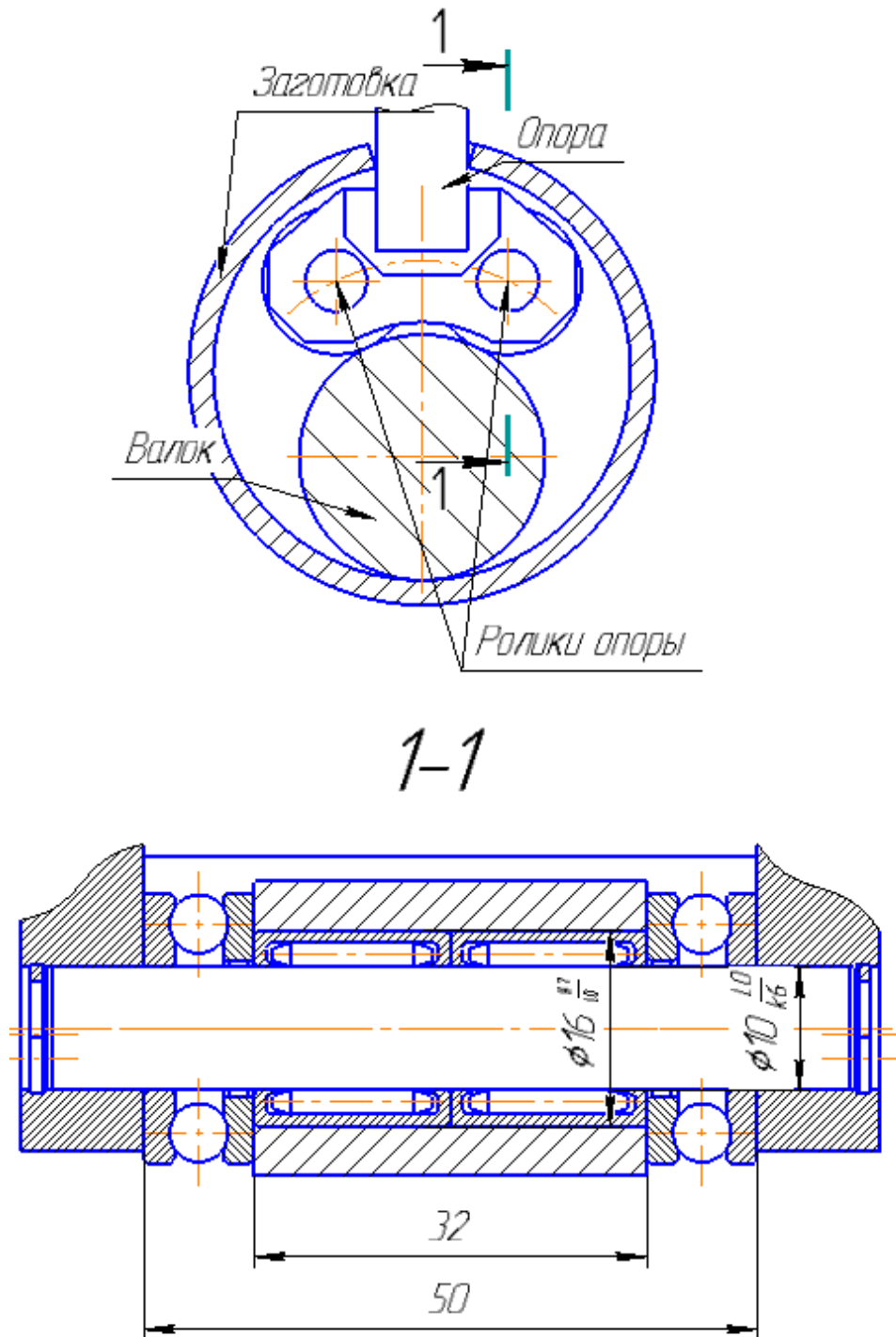


Рисунок 30 – Конструкция верхних опорных роликов

Нагрузочная способность опоры будет определяться прочностью оси ролика и нагрузочной способностью его подшипников.

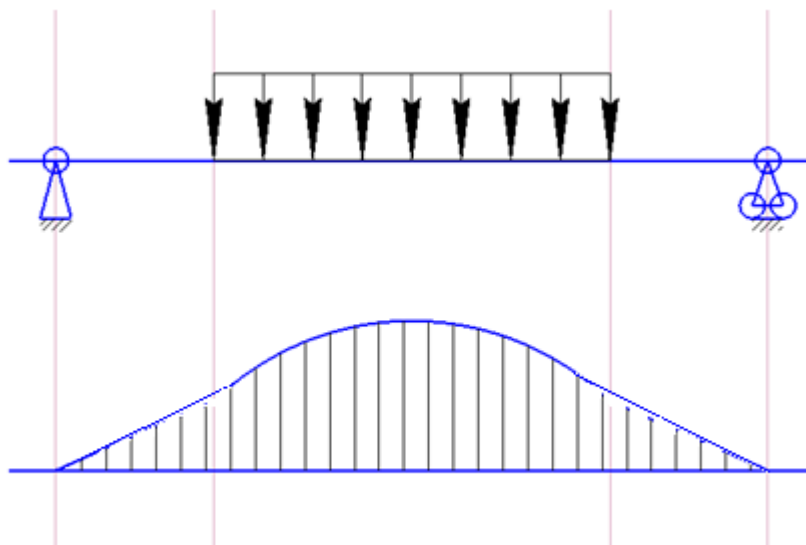


Рисунок 31 – Схема нагружения ролика и эпюра изгибающего момента

### Расчет нагрузочной способности оси.

Габаритные размеры опорных роликов ограничиваются габаритами минимальной по диаметру заготовкой. Большая нагрузка на ролики и их малые габаритные размеры определяют тип подшипника – игольчатый без внутреннего кольца. Внутренним кольцом подшипника будет являться ось ролика.

Для работоспособности такого соединения ось выполняется из подшипниковой стали ШХ15 с последующей термообработкой и чистовой обработкой цилиндрической поверхности.

Расчет оси на изгиб.

Принятый материал оси сталь ШХ15,  $\sigma_{\text{в}}=1800$  МПа, HRC 50-52.

Для выполнения условия работоспособности оси должно выполняться условие прочности:

(38)

Величина допускаемых напряжений:

$$[\sigma] = \frac{\sigma}{n} = \frac{1800}{2} = 900 \text{ МПа}$$

Величина максимально допустимой нагрузки будет, исходя из условия прочности :

$$q = \frac{[\sigma] \cdot W \cdot 2 \cdot 8}{l^3} = \frac{900 \cdot 10^6 \cdot 0.1 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 8}{0.045^3} = 15802 \text{ Н} \quad (39)$$

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником проводим по формуле, примем  $C = C_n$  ( $C_n$  – паспортная грузоподъемность, 5940 Н)

$$C = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}, \quad (40)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности принимается равным 1;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации принимается равным 0,7;  $n$  – число оборотов корпуса ролика,  $n=43,4 \text{ мин}^{-1}$ ;  $L_h$  – ресурс подшипника,  $L_h=1700$  часов.

Эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T, \quad (41)$$

где  $F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник ,Н,  $V$  – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, 1,2;  $K_\sigma$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, 1;  $K_T$  – температурный коэффициент, 1.

Преобразовывая формулы (40) и (41) и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}} = \frac{5940}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 43,4}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 2675,6 \text{ Н},$$

Тогда усилие, воспринимаемое опорой:

$$F = F_{и} \cdot 4 = 2675,6 \cdot 4 = 10702,4\text{Н} \quad (42)$$

Конструкция боковой опоры верхнего валка

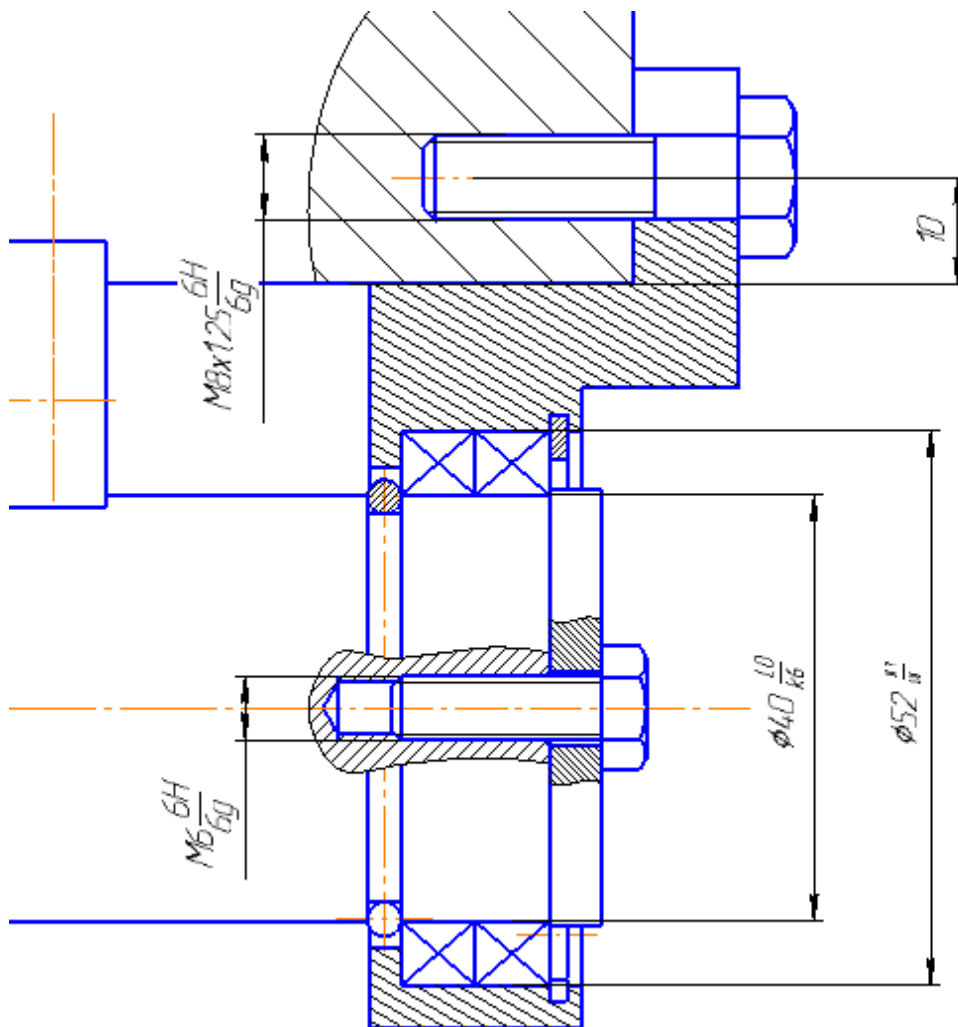


Рисунок 32 – Боковая опора верхнего валка

В боковой опоре верхнего валка используются подшипники 6808-2RS ( $C_{п}$  – паспортная грузоподъемность, 4350Н)

В промышленных условиях подшипники закрывают крышками и кожухами, предотвращающими попадание инородных частиц в подшипник. В лабораторной установке используются подшипники со встроенными

контактными уплотнениями, это позволяет упростить конструкцию подшипникового узла и является достаточным для лабораторных условий. Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником проводим по формуле, примем  $C = C_{\text{п}}$

$a_1$  – коэффициент надежности принимается 1;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации принимается 0,7;  $n$  – число оборотов валка,  $n=23,8$  мин<sup>-1</sup>. Эквивалентная динамическая нагрузка определяется по формуле:

$F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,  $V$  – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;  $K_{\sigma}$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;  $K_T$  – температурный коэффициент, принимается 1.

Преобразовывая формулы (40) и (41) и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_{\sigma} \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}} = \frac{4350}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 23,8}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 1775,5 \text{ Н}$$

Тогда усилие, воспринимаемое опорой:

$$F = F_r \cdot 2 = 1775,5 \cdot 2 = 3551 \text{ Н} \quad (43)$$

Принимается что балка, с установленными на ней опорами, имеет некоторую величину прогиба, что обеспечивает относительно равномерное распределение нагрузки между опорами.

При установке пятнадцати опор и двух боковых опор, многоопорный ролик может воспринять нагрузку 167638Н, что превышает усилие гибки 152336Н при минимально допустимом диаметре заготовки для рассматриваемого валка, то есть разработанная структура опор работоспособна.

### 5.2.3.2.1 Расчет опорных роликов верхнего валка

Верхний валок диаметром 80 мм опирается на ролики подушек, их конструкция представлена на рисунке:

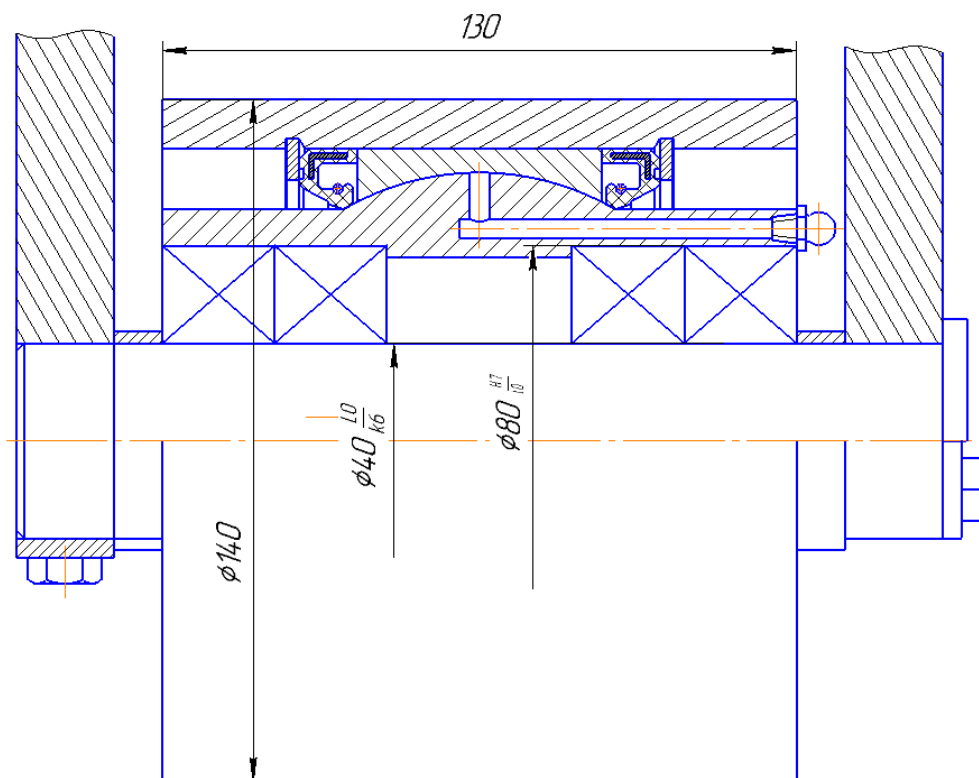


Рисунок 33 – Ролики опорные верхнего валка

Ролики имеют возможность воспринимать нагрузку от валка при его прогибе за счет сферических втулок, что позволяет распределять равномерно нагрузку от валка между всеми подшипниками ролика.

В роликах опорных верхнего валка используются подшипники 62208-2RSR

(Сп – паспортная грузоподъемность, 31000Н)

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником, примем  $C = C_p$

$a_1$  – коэффициент надежности, принимается 1;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий

эксплуатации, принимается 0,7;  $n$  – частота вращения ролика,  $n=15,9$  мин<sup>-1</sup>.  
 $F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник, Н,  $V$  – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;  
 $K_6$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;  $K_T$  – температурный коэффициент, принимается 1.

Преобразовывая формулы (40) и (41) и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_6 \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}} = \frac{31000}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 11,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 17415 \text{ Н}$$

В роликe установлено 4 подшипника, тогда нагрузочная способность ролика определится по формуле:

$$F = F_r \cdot 4 = 17415 \cdot 4 = 69660 \text{ Н}$$

Так как расположение опорных роликов симметрично относительно заготовки, то общая нагрузочная способность опор найдется по формуле:

$$F = F_r \cdot 4 = 69600 \cdot 4 = 278640 \text{ Н}$$

### 5.2.3.2.2 Расчет поддерживающих роликов опорных валков

Усилие гибки на нижнем валке при симметричном расположении нижних валков (см. рисунок 1), при гибке заготовки с наружным диаметром 95 мм и толщиной стенки 5 мм. Выбор данных размеров обусловлен наличием с максимального момента сопротивления заготовки из рассматриваемого сортамента:

$$P_6 = \frac{M}{\left(R + \frac{h}{2}\right) \sin \alpha} \quad (44)$$

Подставляя числовые значения параметров в формулу (44) получим:

$$P_6 = \frac{4112}{\left(0,0409 + \frac{0,005}{2}\right) \operatorname{tg} 52.5} = 104477 \text{ Н}$$

При отсутствии промежуточных опор на нижнем валке его прогиб определится по зависимостям согласно расчетной схеме:

Величина прогиба верхнего валка будет найдена по формуле (27):

$$f_H = \frac{104477 \cdot 1053^3 \cdot 0.7}{48 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 8709120} = 0,93 \text{ мм}$$

где  $L$  – расстояние между центрами опор валка, 1053мм;  $A_1$  - коэффициент соотношения  $b/L$ , принимается 0.7[1];  $E$  - модуль упругости, Па.

Момент инерции сечения определяется по формуле (34):

$$J = 0,05 \cdot 120^4 \left(1 - \left(\frac{76}{120}\right)^4\right) = 8709120 \text{ мм}^4$$

где  $D$  – наружный диаметр валка, 120мм,  $d$  – внутренний диаметр, 76мм.

Прогиб валка имеет величину выше допустимой, что требует наличие промежуточных опор с механизмом компенсации прогиба валка.

Механизм компенсации прогиба (бомбирования) в опорах позволит производить перераспределение нагрузки на валок по его длине. Для выполнения данных задач механизм бомбирования должен иметь величину смещения валка, превышающую прогиб в несколько раз, это объясняется тем, что при создании дополнительных усилий механизмом бомбирования имеет место быть деформация опорной плиты валка. Представленная на рисунке схема механизма позволяет производить корректировку прогиба валка. Механическая жесткая связь между эксцентриковыми валами роликов позволяет смещать валок одновременно в горизонтальном и вертикальном



направлениях, это позволяет сохранять распределение усилий гибки на роликах при различных величинах настройки.

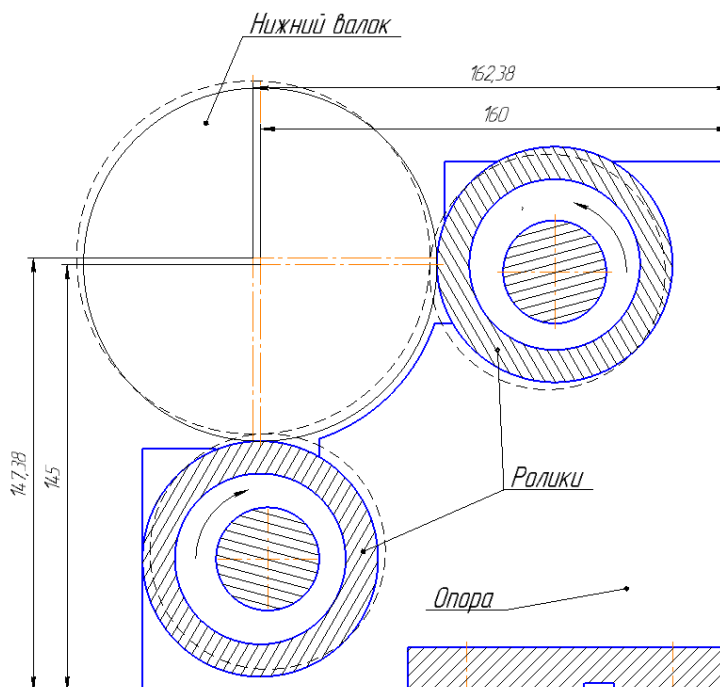


Рисунок 34 – Схема нижних опорных роликов

В ролике опоре нижней опоры валка используются подшипники 6007-2RS ( $C_{\text{п}}$  – паспортная грузоподъемность, 10000Н).

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником, примем  $C = C_{\text{п}}$

$a_1$  – коэффициент надежности, принимается 1;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, принимается 0,7;  $n$  – частота вращения ролика,  $n=15,9 \text{ мин}^{-1}$ .  
 $F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник ,Н,  $V$  – коэффициент вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;  
 $K_b$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;  $K_T$  – температурный коэффициент, принимается 1.

Преобразовывая формулы (40) и (41) и подставляя в них числовые значения получим:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_6 \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}} = \frac{17000}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 15,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 8500 \text{ Н}$$

В ролике установлено 4 подшипника, тогда нагрузочная способность ролика определится по формуле (36):

$$F = F_r \cdot 4 = 8500 \cdot 4 = 34000 \text{ Н}$$

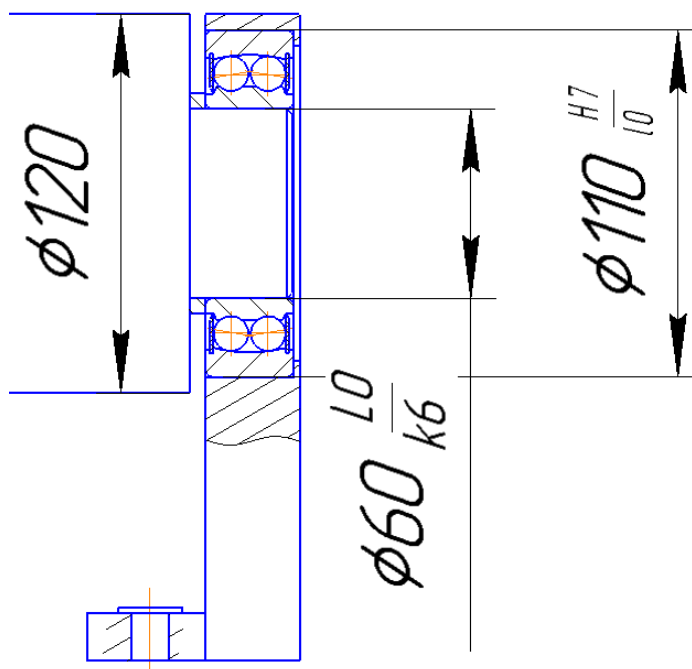


Рисунок 35 – Боковая опора нижнего вала

В боковой опоре нижнего вала используются подшипники 2212TVH-2RS ( $C_n$  – паспортная грузоподъемность, 48000Н).

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником, примем  $C = C_n$

$a_1$  – коэффициент надежности, принимается 1;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, принимается 0,7;  $n$  – частота вращения вала,  $n=11,9 \text{ мин}^{-1}$ .

$F_r$  – радиальная сила, действующая на подшипник ,Н,  $V$  – коэффициент

вращения, при вращении внешнего кольца подшипника, принимается 1,2;  
 $K_6$  – коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки, принимается 1;  $K_T$  – температурный коэффициент, принимается 1.

Преобразовывая формулы (40) и (41) и подставляя в них числовые значения получим нагрузку, воспринимаемую одной опорой:

$$F_r = \frac{C}{V \cdot K_6 \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_2 \cdot 10^6}}} = \frac{48000}{1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1700 \cdot 60 \cdot 11,9}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}}} = 30268 \text{ Н}$$

При установке трех опор и двух боковых опор, многоопорный ролик может воспринять нагрузку в горизонтальном и вертикальном направлениях по 1625360Н, что превышает значение горизонтальной составляющей усилия гибки 74773,4Н, то есть данная конфигурация опор работоспособна.

### **5.3 Конструирование и расчет элементов механизма выгрузки заготовки для вала 80мм**

Механизм выгрузки предназначен для возможности задачи заготовки в машину и ее снятие с верхнего вала после гибки.

Данный механизм должен удерживать валок в горизонтальном состоянии на удалении 15 мм от нажимных роликов, данная величина обуславливается наличием наибольшей по диаметру заготовкой.

При гибке валок опирается на нажимные ролики и данный механизм не должен ограничивать подвижность вала, которая возникает при вращении вала и при его прогибе.

Наиболее простой в изготовлении и эксплуатации может быть схема, представленная на рисунке:

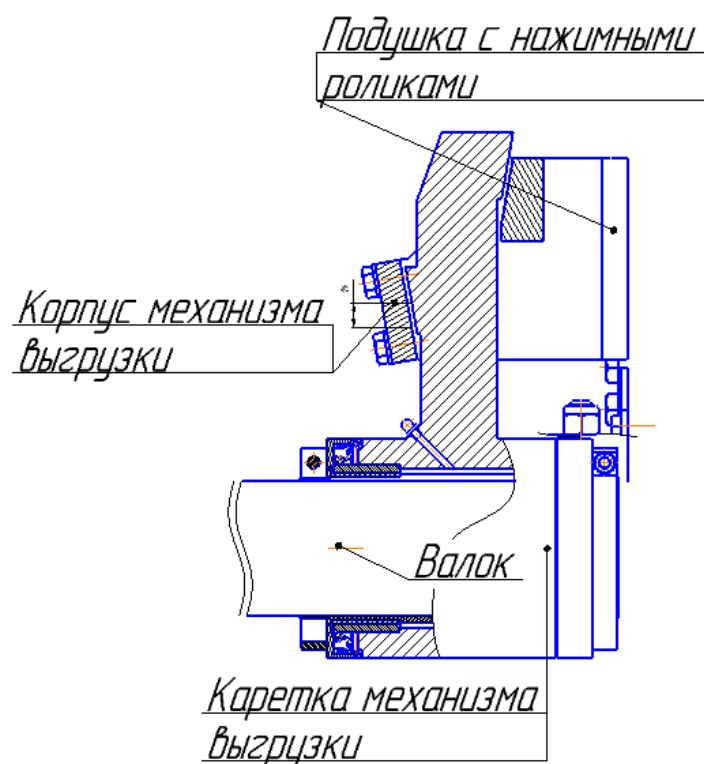


Рисунок 36 – Механизм удержания верхнего валка

### Принцип работы механизма

При поднятых подушках наклонные упоры каретки опираются на упоры на корпусе механизма, который жестко установлен на подушке.

После загрузки заготовки в машину производится опускание подушек, при контакте валка с заготовкой происходит частичная разгрузка механизма удержания, дальнейшее опускание подушек приводит к контакту нажимных роликов с валком и полной разгрузкой механизма.

Наличие подшипников качения между кареткой и валком позволяет прокручивать валок на ХХ для визуальной диагностики состояние его поверхности и иметь подвижную связь валка и каретки.

При вывешивании валка на подшипники действует сила тяжести валка, для проверки работоспособности узла производится силовой расчет согласно схеме:

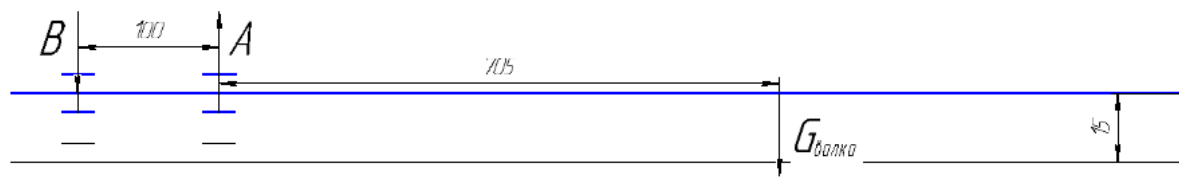


Рисунок 37 – Схема нагрузки на подшипники механизма

Вес валка принимается равным 100 кг, тогда реакции в опорах А и В будут равны:

$$A = (0.705 * G) / 0.1 = (0.705 * 100 * 10) / 0.1 = 7050 \text{ Н} \quad (45)$$

$$B = (G * (0.705 + 0.1)) / 0.1 = (100 * 10 * (0.705 + 0.1)) / 0.1 = 8050 \text{ Н} \quad (46)$$

Для данных габаритов и нагрузок могут быть использованы подшипники скольжения: втулка 90 x 100 x 25 из материала Y-CuAl10Fe5Ni5

Расчет радиальной силы воспринимаемой подшипником скольжения [4]. Значение силы принимается 8050Н, что является максимальным значением для рассчитываемого узла.

Для обеспечения работоспособности и значительного прочностного запаса, величина удельного давления в подшипнике принимается равной 4МПа, тогда нагрузочная способность:

$$P = p \cdot d \cdot l \quad (47)$$

где  $p$  – рабочее давление, МПа;  $d$  – диаметр цапфы, 0.09 м;  $l$  – длина цапфы, 0.025м;  $P$  – сила действующая на подшипник, 8050Н;  $[p]$  – допустимое давление, 4МПа.

Подставляя числовые значения в преобразованную формулу (47) получаем:

$$p = 4 \cdot 10^6 \cdot 0,09 \cdot 0,025 = 9000 \text{ Н}$$

Усилие, воспринимаемое подшипников превышает расчетное усилие от веса вала, что подтверждает работоспособность подшипникового узла.

Угол наклона опорных поверхностей подбирается исходя из коэффициента трения в паре сталь-сталь. При значении угла наклона опорных поверхностей меньше угла трения достигается надежный контакт без проскальзывания, что необходимо для сохранения механизмом горизонтального положения вала.

Коэффициент трения сталь-сталь 0.2 [4], тогда угол трения равен

$$\alpha = \arctg 0.2 = 11.3^\circ \quad (47)$$

Угол наклона опорных поверхностей принимается равным  $10^\circ$ .

#### 5.4 Расчет нажимных устройств

Расчет винтовой передачи [4]

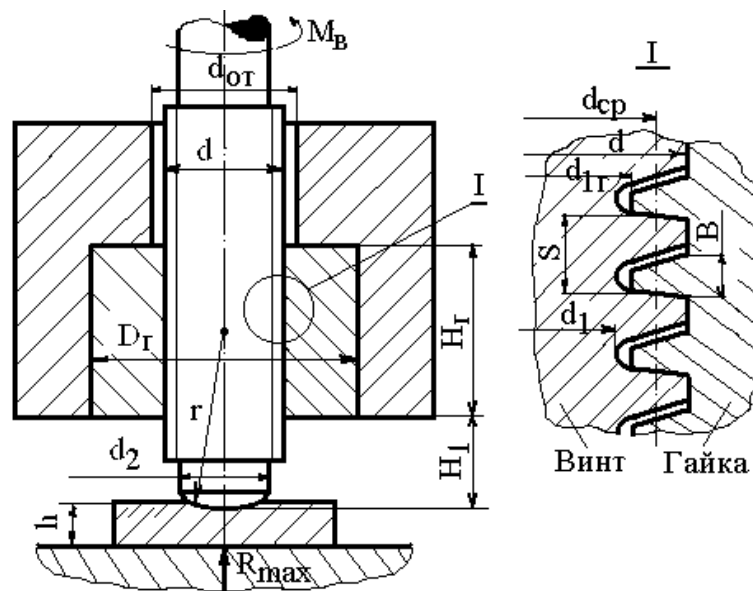


Рисунок 38 – Расчетная схема винтовой передачи

Материал винта сталь 40X  $\sigma_s = 800\text{МПа}$  (HB=225)[5]

Материал гайки бронза БрА9Ж3Л  $\sigma_B = 490\text{МПа}$  (при литье в кокиль)[5]

Ориентировочное определение внутреннего диаметра винта по пониженным допускаемым напряжениям определится по формуле; для повышения надежности винтовой пары и возможности установки противоизгибных устройств принимаем усилие формовки  $P = 980000\text{Н}$  :

(48)

Величина допускаемых напряжений определится по формуле:

$$[\sigma]_{\text{ож}} = \alpha = 300 = 266\text{МПа}$$

(49)

Усилие, действующее на винт нажимного устройства определится по формуле:

(50)

где  $d_1$  - внутренний диаметр нарезки винта, м;  $G$  - вес подвижных деталей верхней станины, 1500Н.

Подставляя числовые значения в формулу (50) получим:

Принимается по ГОСТ 24737-81 наружный диаметр наружной резьбы винта  $d_1 = 120\text{мм}$  ; внутренний диаметр внутренней резьбы гайки  $D = 104\text{мм}$  ; шаг резьбы  $S = 16\text{мм}$  ;

Параметры гайки определяются по формулам :

$$; \quad (51)$$

$$; \quad (52)$$

$$; \quad (53)$$

Удельное давление в винтовой передаче определяется по формуле:

$$q = \frac{4 \cdot P_B}{z \cdot (d^2 - D^2) \cdot \pi} \quad (54)$$

Подставляя числовые значения в формулу (54) получим:

$$q = \frac{4 \cdot 225750}{12 \cdot (0.12^2 - 0.104^2) \cdot 3.14} = 6.69 \text{ МПа}$$

$$6.69 < 2 \dots 7$$

Условие работоспособности выполняется.

### **Проверочный расчет винтовой передачи**

Момент трения в винте:

(55)

Момент трения в подпятнике:

(56)

Момент трения в резьбе:

(57)



$M_B$  - момент на винте, Н\*м;  $M_P$  - момент трения в подпятнике, Н\*м;

$M_r$  - момент трения в резьбе, Н\*м;  $P_B$  - нагрузка на винт, Н;  $d_1$  - средний диаметр резьбы, мм;  $d_P$  - диаметр подпятника, мм;  $f$  - коэффициент трения скольжения;  $\varphi$  - угол трения в резьбе;  $\alpha$  - угол подъема винтовой линии.

Подставляя числовые значения в формулы (55), (56), (57) получим:

$$M = 203,4 + 1224 = 1427,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Касательные напряжения в винте:

$$\tau_{кр} = \frac{M_B}{0,2 \cdot d_1^3} = 168 \cdot \frac{1}{0,1 \cdot 0,054^3} = 10,7 \text{ МПа} \quad (58)$$

Нормальные напряжения в винте:

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P_B}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 49613}{3,14 \cdot 0,054^2} = 21,7 \text{ МПа} \quad (59)$$

Эквивалентные напряжения в винте определяются по формуле (55):

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{21,7^2 + 4 \cdot 10,7^2} = 30,5 \text{ МПа} \quad (60)$$

Допускаемые напряжения в винте определяются по формуле (49):

$$[\sigma]_{\text{в}} = \frac{\sigma}{n} = \frac{800}{3} = 266 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{экв}} < [\sigma]$$

условие прочности выполняется

Допускаемые напряжения в гайке определяются по формуле (49):

$$[\sigma]_{\text{гайка}} = \frac{\sigma}{n} = \frac{490}{3} = 163 \text{ МПа}$$

Расчет гайки на смятие проводим по формуле (54)

$$\sigma_{\text{смя}} = \frac{4 \cdot 49613}{10 \cdot (0.065^2 - 0.054^2) \cdot 3,14} = 5,26 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{смя}} \leq [\sigma]$$

условие прочности выполняется

Расчет привода нажимных устройств и системы смазки привода в данной работе не рассматриваются, так как выходят за рамки рассматриваемых вопросов.

## **6 РАЗРАБОТКА ЗАДАНИЯ НА НАЖИМНЫЕ УСТРОЙСТВА И ГЛАВНЫЙ ПРИВОД**

Задание на нажимные устройства:

Назначение: нажимное устройство валковой листогибочной машины выполняет функции по погружению верхнего валка и его удержанию в заданном положении во время формовки.

Исходные данные:

- усилие 450000Н;
- скорость перемещения 5мм/с;
- тип привода: электромеханический групповой;
- обеспечение жесткой кинематической связи между нажимными устройствами;
- возможность индивидуальной подстройки нажимных устройств;
- расстояние между нажимными устройствами 1410мм.

Привод нажимного устройства должен обладать функцией самоторможения, разрыв механической связи механизмом с ручным приводом.

Быстродействие 0.01с.

Задание на главный привод:

Назначение: главный привод предназначен для вращения трех валков листогибочной машины во время формовки.

Исходные данные:

- максимальный крутящий момент на валке 5000Н;
- скорость вращения  $20\text{мин}^{-1} \text{ max}$ ;
- тип привода: электромеханический индивидуальный.

Привод должен обладать возможность задания разных скоростей вращения с поддержанием постоянной разницы с погрешностью не более 5%.

Системы автоматике привода должны обеспечивать гибкую настройку скоростей и крутящих моментов, время перерегулирования не должно превышать 0.05с.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мошнин Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах / Е.Н. Мошнин. - М.: Машиностроение, 1967. – 269с.
2. Дунаев  
П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студ. техн. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Лепиков. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496с.
3. Есиев Т.С. О влиянии факторов времени в развитии повреждаемости магистральных газопроводов // Тр. науч.-практ. семинара «Проблемы старения сталей магистральных трубопроводов». Нижний Новгород, 2006. С. 94–109.
4. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. / под ред. И.Н. Жестковой – 8-е изд., пе-рераб. и доп. – М.: Машинноестроение, 2001. – Т. 2. – 912 с.
5. Центральный металлический портал РФ. Марки и сплавы.  
[http://metallichekiy-portal.ru/marki\\_metallov](http://metallichekiy-portal.ru/marki_metallov).
6. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов: Учеб. для вузов. / В.И. Феодосьев – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
7. Технический каталог Metalmaster М.: Изд-во Metalmaster, 2008. – 124с
8. Целиков А.И. Прокатные станы / А.И. Целиков. – М.: Металлургиздат, 1983. – 435с.

Магистральные трубы большого диаметра [Электронный ресурс] // [tmk-group.ru](http://tmk-group.ru): Трубная металлургическая компания. URL: [https://www.tmk-group.ru/Welded\\_LDP](https://www.tmk-group.ru/Welded_LDP)